



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHYBOVÉ OSY PRO MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ CENTROSKOP

DESIGN OF THE LINEAR AXIS FOR THE CENTROSCOPE MEASURING DEVICE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Kopec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Adam Kopec
Studijní program:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

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

Konstrukční návrh pohybové osy pro měřicí zařízení centroskop

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zadání práce vychází z potřeb měření opto–mechanických sestav pomocí centroskopů. Práce je zaměřena na mechanickou část stroje, v práci nebude řešena optická ani elektro část. Specifikem tohoto zadání je, že se požaduje relativně velký zdvih lineární osy, při zachování malé zástavbové výšky stroje (pro stěhování v budovách v sestaveném stavu) a že měřicí modul je relativně hmotný z důvodu použití autokolimátoru s karuselem s více objektivy.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh tří konstrukčních variant pohybové osy, zdůvodnění výběru optimální varianty řešení, včetně jeho technických parametrů.

Potřebné technické výpočty.

Výkres sestavy, kusovník a min. 5 výkresů vyráběných dílů.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, s.r.o., 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

MAREK, J. et al. Stavba a provoz CNC obráběcích strojů [online]. 1. vyd. Brno: Ústav výrobních strojů systému a robotiky, FSI, VUT v Brně, 23. 3. 2023, updated, průběžně aktualizováno.

Učebnice Ústavu výrobních strojů, systému a robotiky, FSI, VUT v Brně, 1 svazek. Dostupné z: <https://www.os.fme.vutbr.cz>. ISBN 978-80-907452-4-7.

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

BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Brno: Vysoké učení technické, 1986.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Závěrečná práce se zabývá tvorbou konstrukčního návrhu lineární pohybové osy pro měřicí zařízení centroskop. Byla provedena rešerše na poli nabízených centroskopů a následující práce vycházela ze zadaných parametrů. V systémovém rozboru bylo posouzeno použití daných typů konstrukčních uzlů. Základní koncept stavby stroje byl finálně určen při volbě vhodné varianty, zde bylo využito multikriteriální analýzy. Následovala podrobná konstrukce jednotlivých částí stroje, zahrnovala technické výpočty a MKP analýzu. K sestavení osy centroskopu došlo digitálně v programu Autodesk Inventor. Následně byla vytvořena výkresová dokumentace sestavení s kusovníkem a některá další výkresy významných součástí. Nad rámec zadání byl vytvořen i základní koncept nosného rámu osy.

ABSTRACT

The final thesis deals with the creation of a structural design of a linear motion axis for the measuring device centroskop. A search in the field of offered centroscopes was carried out and the following work was based on the specified parameters. In the system analysis, the use of the given types of design nodes was considered. The basic concept of the machine structure was finally determined by selecting a suitable variant, here multicriteria analysis was used. This was followed by a detailed design of the individual machine parts, involving engineering calculations and FEA analysis. The centroscope axis was built digitally in Autodesk Inventor. Subsequently, an assembly drawing with parts list and some additional drawings of major components were created. Beyond the brief, a basic concept of the axis support frame was also created.

KLÍČOVÁ SLOVA

centroskop, autokolimátor, optomechanické sestava, optické měřicí metody, svislá pohybová osa, granitový základ, Autodesk Inventor Nastran

KEYWORDS

centroscope, autocollimator, optomechanical assembly, optical measurement methods, vertical linear axis, granite base, Autodesk Inventor Nastran

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOPEC, Adam. Konstrukční návrh pohybové osy pro měřicí zařízení centroskop. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158196>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Michal Holub.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval zejména svému vedoucímu práce doc. Ing., Dipl.-Ing. Michalu Holubovi, Ph.D. za cenné rady a vstřícnost při konzultacích. Dále bych rád poděkoval firmě Meopta s.r.o. za umožnění zpracování práce, jmenovitě pak Ing. Rostislavu Lochmanovi a Ing. Janu Machovi, kteří mi umožnili konzultace v rámci prostředí firmy. V neposlední řadě patří poděkování mé přítelkyni a rodině, která mi zprostředkovala dobré zázemí pro tvorbu práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing., Dipl.-Ing. Michala Holuba, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Kopec Adam

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	MOTIVACE	17
3	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	19
3.1	Centroskopy	19
3.1.1	Principy měření	19
3.1.2	Elektronický autokolimátor.....	21
3.2	Analýza trhu centroskopů	22
3.2.1	Centroskopy firmy TRIOPTICS GmbH	22
3.2.2	Centroskopy firmy Opto-Alignment Technology.....	23
3.2.3	Porovnání parametrů se zadáním	24
4	SYSTÉMOVÝ ROZBOR	25
4.1	Provedení nosné konstrukce.....	26
4.1.1	Ocelová konstrukce.....	26
4.1.2	Litinová konstrukce.....	27
4.1.3	Granitová konstrukce	27
4.1.4	Kombinované a betonové konstrukce	28
4.1.5	Hliníková konstrukce	29
4.2	Lineární vedení.....	30
4.2.1	Valivé vedení	30
4.2.2	Kluzné vedení	31
4.3	Převod mechanické energie a pohony	32
4.3.1	Kuličkový šroub a matice	32
4.3.2	Pastorek a ozubený hřeben.....	34
4.3.3	Lineární motor.....	35
4.4	Bezpečnostní brzdny systém	35
4.5	Odměřování polohy.....	37
4.6	Mazání.....	38
4.7	Přívod médií	38
4.8	Krytování.....	39
4.9	Zhodnocení systémového rozboru	39
4.9.1	Zhodnocení nosné konstrukce.....	39
4.9.2	Zhodnocení lineárního vedení.....	39
4.9.3	Zhodnocení přenosu energie a pohonu	39
4.9.4	Zhodnocení bezpečnostních brzdnych systémů	39
4.9.5	Zhodnocení odměřování polohy	39
4.9.6	Zhodnocení doprovodných prvků	40
5	NÁVRH KONSTRUKČNÍCH VARIANT	41
5.1	Varianta 1	41
5.2	Varianta 2	41
5.3	Varianta 3	42
5.4	Varianta 4	42
5.5	Varianty 5 až 8	42
5.6	Výběr varianty pomoci multikriteriální analýzy	43
6	KONSTRUKCE ZVOLENÉ VARIANTY	45
6.1	Technické výpočty	45

6.1.1	Návrh kuličkového šroubu	45
6.1.2	Návrh lineárního vedení	49
6.1.3	Výpočty brzdného systému	51
6.2	Popis konstrukčních uzlů	54
6.2.1	Granitový základ	54
6.2.2	Polohovací systém.....	56
6.2.3	Pojezd.....	58
6.2.4	Odměrování polohy.....	61
6.2.5	Konzola stolu	61
6.2.6	Přívod energií	63
6.2.7	Krytování	63
6.2.8	Koncept nosného rámu.....	64
6.2.9	Vizualizace kompletního sestavení	67
6.2.10	Komentář k výkresové dokumentaci.....	69
7	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	71
8	ZÁVĚR.....	73
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	75
10	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	79
10.1	Seznam zkratk	79
10.2	Seznam symbolů	79
10.3	Seznam obrázků	81
10.4	Seznam tabulek	82
11	SEZNAM PŘÍLOH.....	83

1 ÚVOD

Polovodičový průmysl představuje neustále vyvíjející se obor a jedno z technologicky nejnáročnějších a nejsofistikovanějších odvětví. Trend sleduje především minimalizaci a zároveň rostoucí výkon výpočetních zařízení. Stále je potřeba přizpůsobovat výrobní technologie v tomto odvětví, aby bylo možné cílených parametrů dosáhnout. Výroba polovodičového průmyslu je tak omezena jen na několik oblastí ve světě, přičemž vlivem vysoké závislosti na těchto produktech se dostává i do pozornosti geopolitických zájmů. Ještě v užší oblasti se pak nachází odvětví pro konstrukci strojů vyrábějících polovodiče.

Do tohoto odvětví významně vstupuje přesná sofistikovaná optika. Umožňuje jednak zprostředkovat některé technologické postupy, ale i provést kontrolu a diagnostiku, která je v této oblasti téměř stejně důležitá jako samotná výroba. Součástí těchto zařízení jsou pak obvykle velké optomechanické sestavy s vysokými parametry přesnosti a stálosti. Typicky tyto sestavy zajišťuje menší specializovaný výrobce. Je tomu tak i u firmy, ve které autor závěrečnou práci zpracovává.

I samotné optomechanické sestavy je třeba kontrolovat a provést justační postupy. V tomto bodě pak začíná téma práce. Jejím cílem je navrhnout lineární pohybovou osu pro měřicí zařízení centroskop. Zařízení slouží ke vnitřní kontrole v rámci firmy. Centroskop umožňuje měřit chyby polohy a natočení jednotlivých čoček v sestavách. Jeho podstatným prvkem je měřicí modul, který se pohybuje na lineární ose. Měřená sestava je umístěna na rotačním stole. Vysoká přesnost sestavení klade důraz i na vysokou přesnost a stálost konstrukčních uzlů měřicího zařízení.

2 MOTIVACE

Autor závěrečné práce spolupracuje jako stážista s firmou pohybující se v oblasti optomechanické výroby. Jeho volba závěrečné práce tak souvisí s oblastí, ve které se bude pohybovat jako vývojový konstruktér po dokončení studia. V tématu práce autor vidí příležitost, jak se seznámit s některými optickými postupy měření, které pro něj z důvodu jiného zaměření studia nebyly moc známy. Zároveň však využívá možnosti použít nabitě znalosti ze studia v oblasti výrobních strojů, jejichž některé uzly lze přenést do oblasti měřících zařízení, jako je například právě centroskop.

Motivací ke zpracování práce je i zájem ze strany vývojového úseku firmy, který v autorově práci vidí možnost, jak ho alespoň základně přiblížit k chodu podniku, a zároveň si pomocí zpracování práce ověřit některé jeho znalosti, které by měl využít po nástupu na pracovní pozici.

Ačkoliv autor nastupoval na magisterský obor Výrobní stroje, systémy a robotika spíše s vidinou zaměření se robotiku a programování. Zaujala ho také oblast konstrukce, což dále nasměrovalo i spolupráci s firmou a výběr závěrečné práce.

3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Centroskopy

Centroskop je opticko-mechanické měřicí a montážní zařízení, které obecně slouží k měření výstřednosti optických os čoček v opto-mechanických sestavách. Dále může sloužit k jejich justáži v sestavě a následnému cementování a lepení. Vzhledem k velkému rozpětí velikosti opto-mechanických sestav, které vyžadují centrování čoček, se lze setkat i s velkým rozpětím velikostí centroskopů. A to od malých stolních centroskopů určených pro práci s dioptrickými brýlemi až po centroskopy s vlastním základem a výškou až tři metry, které umožňují měřit velké, typicky tubusové sestavy.

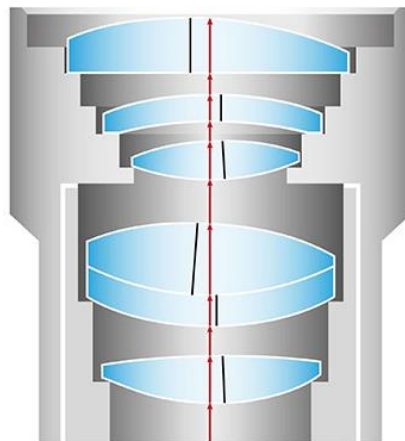
Obecně je centroskop tvořen základem, ten nese svislou lineární pohybovou osu, po které se pohybují sáně s měřicím modulem. Dále základ nese rotační stůl, který může být vybaven i možností lineárních posuvů ve směrech kolmých na osu rotace stolu. Tato osa pak odpovídá ose měřicího modulu na svislém pojezdu. Na rotační stůl jsou umístěny měřené komponenty a sestavy. [1] [2]

3.1.1 Principy měření

Při návrhu a konstrukci opto-mechanických sestav, které jsou obvykle tvořeny soustavou čoček, je hlavním požadovaným parametrem kvalita obrazu, který systém přenáší. Zásadní vliv na tuto kvalitu má správné vycentrování jednotlivých čoček. V opačném případě je sledována chyba centrování. Jedná se o stav, kdy se optická osa čočky neshoduje v poloze a úhlu s referenční osou, která je například dána osou tubusu. Tato chyba pak může být popsána úhlem mezi optickou osou čočky a referenční osou nebo vzdáleností mezi středem křivosti čočky k referenčnímu bodu na referenční ose.

Dle vybavení centroskopu mohou být sledovány optické chyby jako (Obrázek 1):

- translační posun čočky
- náklon čočky
- náklon kulového povrchu čočky
- náklon asférické osy
- vzduchové mezery a tloušťky středů



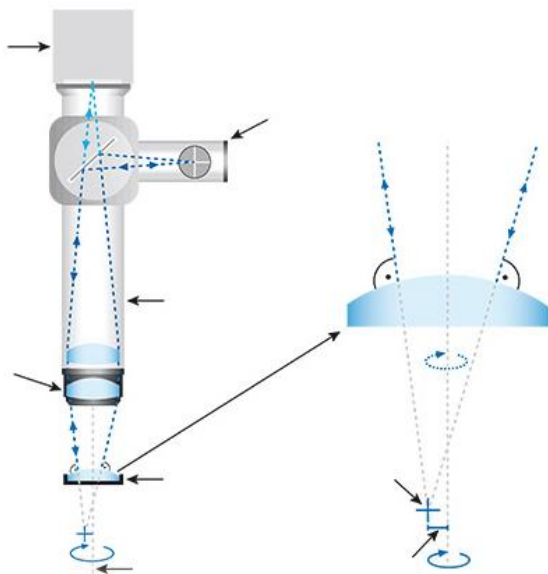
Obr. 1 Znázornění opto-mechanické sestavy s chybami čoček [1]

U centroskopů se lze setkat se dvěma základními principy měření, přičemž ty se odvíjejí od cesty promítaného obrazu [1]:

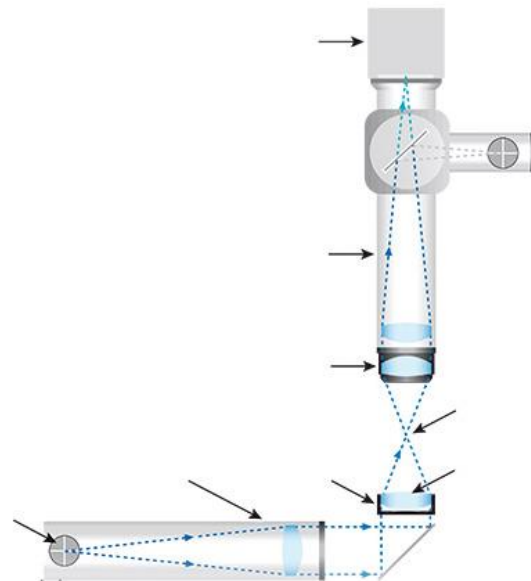
- *odrazová metoda* (obrázek 2) využívá autokolimátor s nitkovým křížem a veškeré měření je prováděno pouze v oblasti nad rotačním stolem. Autokolimátor je zaostřen na střed křivosti měřeného povrchu čočky. Obraz kříže se odráží od propustného hranolu směrem k měřenému povrchu v sestavě. Dochází k odrazu a obraz se vrací do autokolimátoru, prochází propustným hranolem a je zachycen měřicí kamerou. Při rotaci opto-mechanického systému na rotačním stole je v případě chyby středění daného povrchu v kameře zachycena kružnice, která je tvořena středy kříže v různém natočení. Potom se střed této kružnice nachází na referenční ose a poloměr kružnice vyjadřuje vzdálenost ohniska měřeného povrchu od referenční osy.
- *průchozí metoda* (obrázek 3) využívá také autokolimátor umístěný na svislém pojezdu nad měřeným kusem, zároveň ale ještě požaduje umístění světelné jednotky s nitkovým křížem pod rotační stůl. Je tak vyžadováno, aby měl rotační stůl kruhový otvor v ose své rotace tak, aby mohla být jednotka umístěna. Obraz kříže vychází ze světelné jednotky a odrazem směřuje vzhůru k měřenému povrchu. Prochází povrchem a směřuje do autokolimátoru, kde je zachycen kamerou. Stejně jako u odrazové metody pak poloměr kružnice, která je tvořena středy kříže při rotaci systému, vyjadřuje vzdálenost mezi středem křivosti povrchu a referenční osou.

Obě metody lze volit v závislosti na požadavcích optické výrovy. Průchozí metoda neumožňuje rozlišit, který z povrchů čoček vykazuje chybu. Odrazová metoda udává jasně geometricky interpretovatelné výsledky pro jeden povrch.

Při měření opto-mechanické sestavy, kde se v ose nachází několik čoček, lze měřit vlastnosti všech povrchů jednotlivých čoček, avšak do měření jednoho daného povrchu musí být zahrnuty všechny chyby povrchů předcházejících. Pomocí softwaru tak mohou být jednotlivé chyby odvozovány od chyb předchozích povrchů, začínajíc prvním povrchem.



Obr. 2 Schéma odrazové metody [1]



Obr. 3 Schéma průchozí metody [1]

3.1.2 Elektronický autokolimátor

Obecně jsou autokolimátory víceúčelová optická zařízení pro bezkontaktní měření úhlů odrazových ploch. Využití nalézají v metrologii i průmyslové výrobě pro [3] [4]:

- vyrovnávání přesných součástí výrobních strojů – měření přímosti, rovnoběžnost, pravoúhlosti
- kontrolu tvaru optických povrchů u čoček a krystalů, centrování a zarovnávání
- vyrovnávání laserových rezonátorů

Obecně je autokolimátor tvořen dílčími podsestavami jednotlivých optických zařízení. Jsou to kolimátor, průmyslový dalekohled a v případě elektronického autokolimátoru digitální měřicí kamera.

Kolimátor

Jedná se o optický přístroj, který je tvořen osvětleným nitkovým křížem v ohniskové rovině a objektivem tvořeném dobře korigovanou čočkou. Ze zařízení vychází paralelní paprsek, obraz kříže je tak promítán v nekonečno. Mezi zdrojem paprsků a křížem může být pro úpravu parametrů umístěn filtr, kondenzor upravující směr paprsků a difuzor k eliminaci světelných bodů. [5]

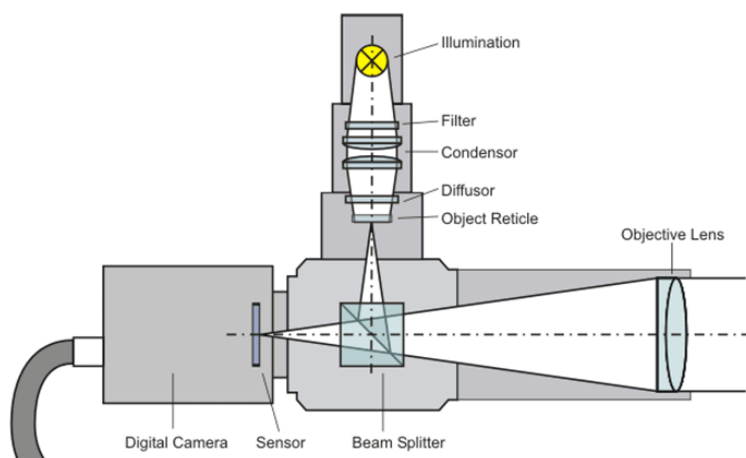
Průmyslový dalekohled

Jedná se optický přístroj, který zobrazuje obraz z velké vzdálenosti, přednastavené na nekonečno, do obrazové roviny čočky objektivu. Následně je obraz zvětšen a pozorován pomocí okuláru. V obrazové rovině je mezi objektivem a okulárem umístěna nitková síť pro měřicí účely. [5]

Digitální kamera

Kamera umožňuje přímé propojení k počítači, kde dochází k analýze výsledků pomocí měřicího softwaru. Oproti vizuálnímu měření kamera zaručuje výsledky s vyšším rozlišením a přesností. Samotná kamera obvykle funguje na principu elektronického detektoru s diskrétními snímacími pixely.

Spojením jednotlivých podsestav je pak získán elektronický autokolimátor. Kolimátor a dalekohled jsou propojeny pomocí děliče paprsků a mají společnou čočku objektivu. Okulár dalekohledu je pak nahrazen měřicí kamerou. [4] [5]



Obr. 4 Elektronický autokolimátor [5]

3.2 Analýza trhu centroskopů

V rámci práce byla provedena analýza trhu na poli centroskopů, autor se zaměřil na centroskopy typově odpovídající zadání práce. Tedy centroskopy větších rozměrů s vlastním rámem určené k měření opto-mechanických sestav. Obecně lze říci, že centroskopy tohoto typu nejsou na trhu výrazně zastoupeny, což může být způsobeno několika aspekty. Jednak jsou tyto zařízení určena pro velmi specifickou činnost, samotná poptávka tedy není výrazná. Navíc jako měřicí zařízení disponují velkou životností, servisovány a obměňovány mohou být jen některé dílčí části. Posledním poznatkem je skutečnost, že různé aplikační požadavky mohou vést výrobce opto-mechanických sestav ke konstrukci a výrobě vlastních měřicích zařízení. Jako je tomu u firmy, kde autor prací zpracovává.

Představeny jsou centroskopy německého výrobce TRIOPTICS GmbH, který je součástí JENOPTIK Group a firmy Opto-Alignment Technology z USA. Je uveden základní popis a parametry a následuje porovnání s požadovanými parametry konstruovaného centroskopu.

3.2.1 Centroskopy firmy TRIOPTICS GmbH

Firma uvádí řadu OptiCentric jako univerzální měřicí stanice pro měření, centrování a taky ruční či automatické cementování a lepení čoček. Poskytuje taky vybavení modulárními prvky jako speciální zařízení pro vyrovnávání a lepení, rotační stoly a měřicí moduly. Rozsah průměru měřitelných čoček v sestavách je od 0,5 mm do 800 mm, přičemž měřeno může být jak v oblasti viditelného světla, tak UV a IR.

V rámci řady OptiCentric uvádí výrobce čtyři typy velkých centroskopů s vlastním rámem. Jsou to OptiCentric 300, OptiCentric 300 UP, OptiCentric 600 UP, OptiCentric 800 UP. První z uvedené řady (OptiCentric 300) je konstruován jako lehčí varianta. Konstrukce nosného rámu a svislé osy je tvořena montovanými profilovými prvky. Umožňuje měření sestav do hmotnosti 300 kg s čočkami do průměru 400 mm. Rotační stůl je postaven na vzduchovém ložisku a polohovatelná délka svislé osy je 990 mm (obrázek 5).

Další tři centroskopy v řadě mají stejné provedení, které se liší pouze v rozměrech a z toho odvozených parametrech. Tato provedení disponují granitovým stolem a svislou osou, přičemž stůl je nesen ocelovými svařovanými nohami. Největší z řady disponuje polohovatelnou délkou svislé osy 1500 mm. Lze na něm měřit sestavy hmotné až do 1200 kg s průměry čoček do 900 mm (obrázek 6). [1]



Obr. 5 Centroskop OptiCentric 300 [1]



Obr. 6 Centroskop OptiCentric 800 UP [1]

3.2.2 Centroskopy firmy Opto-Alignment Technology

Stejně jako předchozí výrobce, Opto-Alignment poskytuje centroskopy s veškerou další výbavou jako měřicí moduly, různé polohovací stoly a sady pro vyrovnávání čoček. Disponuje také vlastním vyhodnocovacím softwarem.

Ve své řadě centroskopů nabízí čtyři základní provedení nastavitelné různými opcemi (Compact, Midsize, Large, Extra Large), přičemž první z řady je stolní a není tak do analýzy zahrnut.

Provedení Midsize je tvořeno rámem z modulárních profilů, na kterém je připevněn granitový stůl a svislá osa. Přesun zařízení je umožněn pomocí koleček u nohou rámu. Jeho standardní polohovatelná délka osy je 1000 mm, v rámci opce ji lze zvýšit až na 1500 mm. Pohyb modulu je zajištěn pomocí přesného kuličkového šroubu a je veden na přesném kuličkovém vedení. Maximální měřitelný průměr čočky je 300 mm a hmotnost sestavy v základu 115 kg.

Varianta Large vychází konstrukčně z předchozí varianty, opět je stavěna na profilovaném rámu a granitovém stole a ose a používá stejné vedení a ložiska. Celkovým zvětšením se však zvyšují parametry. Polohovatelná délka osy může být v lepší variantě 2000 mm. Základní nosnost měřeného kusu pak 450 kg s maximálním průměrem čočky do 600 mm. (obrázek 7)

Největší varianta Extra Large je určena pro obzvlášť velké sestavy. Umožňuje měřit průměry čoček do 1000 mm. Měřený vzorek může vážit do 1500 kg. Centroskop dosahuje výšky 3300 mm, z toho 2000 mm má v základu polohovatelnou osu. Oproti předchozím variantám je také pro stůl a osu použit granit. Masivní stůl je však snížen a nesou ho pouze menší nohy. (obrázek 8) [6]



Obr. 7 Centroskop Large (LAS-UP) [6] Obr. 8 Centroskop Extra Large (LAS-XUP) [6]

3.2.3 Porovnání parametrů se zadáním

V následující tabulce (Tab. 1) jsou syntetizovány parametry centroskopů od dvou uváděných výrobců. K porovnání jsou uvedeny parametry ze zadání práce. Parametry, které spadají do limitů v zadání, jsou podbarveny zeleně, naopak parametry, které požadované limity přesahují, jsou zvýrazněny červeně.

Požadavky na parametry měřených sestav s velkými rezervami splňují všechny uvedené centroskopy. Obzvláště maximální hmotnosti měřených sestav jsou osmkrát až třicetkrát větší. S menším rozdílem, avšak stále s velkou rezervou, disponují centroskopy parametry maximálního průměru sestavy a její maximální výšky.

Parametry samotných centroskopů však vyhovující nejsou. První dva stroje z řady OptiCentric firmy Ttiptics GmbH disponují výškou stroje, která je menší než zadaných 1900 mm. Nesplňují však požadavek na polohovatelnou délku osy 1200 mm. U zbylých dvou strojů této firmy pak dochází k výměně, kdy je sice splněn požadavek na délku osy, avšak je přesažena výška zařízení. Firma u parametrů svých strojů neuvádí hmotnosti, ale v porovnání se stroji firmy Opto-Alignment Technoogy lze předpokládat, že limit 800 kg splní pouze první dva stroje z řady, ty ale nedisponují dostatečnou délkou polohovatelné osy. Všechny stroje druhého výrobce výrazně přesahují výšku. Nejnižší z řady (Midsize) navíc nedisponuje požadovanou délkou osy. Další dva tuto podmínku sice splňují, avšak výrazně přesahují svou hmotností.

Ke splnění parametrům zadaného centroskopu mají blíže stroje z řady OptiCentric. To, že žádný ze strojů přímo nevyhovuje zadání, může ukázat, že výrobci opto-mechanický sestav mají specifické požadavky a jsou ochotní se k jejich splnění pustit do vlastního vývoje a výroby měřících zařízení.

Tab. 1 Porovnání parametrů centroskopů [1] [6]

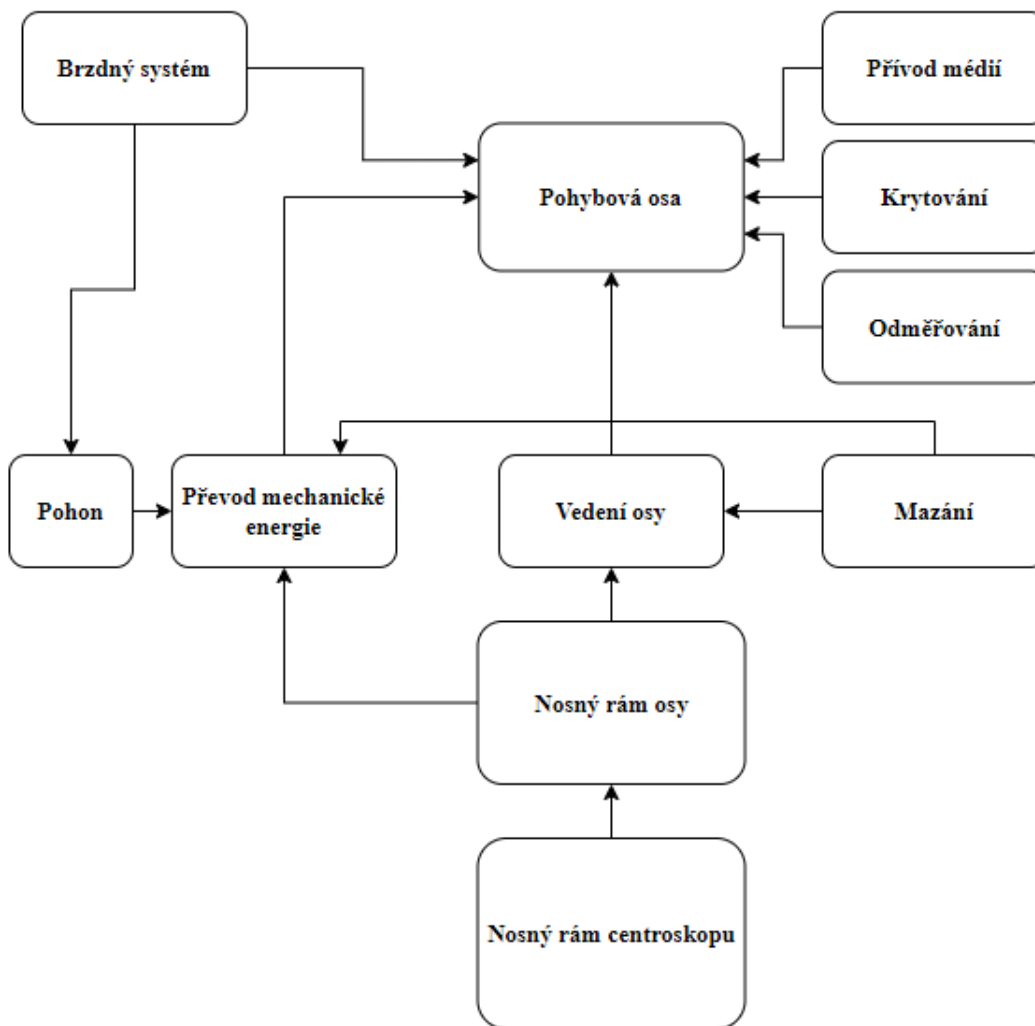
Výrobce:	Meopta	Trioptics GmbH	Trioptics GmbH	Trioptics GmbH	Trioptics GmbH	Opto-Align. Tech.	Opto-Align. Tech.	Opto-Align. Tech.
Stroj:	Zadání	<i>Opti Centric 300</i>	<i>Opti Centric 300 UP</i>	<i>Opti Centric 600 UP</i>	<i>Opti Centric 800 UP</i>	<i>Midsize</i>	<i>Large</i>	<i>Extra Large</i>
Parametry centroskopu:								
Hmotnost [kg]	800	-	-	-	-	600	1250	1750
Výška [mm]	1900	1700	1800	2100	2100	2400	3100	3300
Polohová délka osy [mm]	1200	990	1000	1500	1500	1000	1250	2000
Maximální parametry měřené sestavy:								
Výška [mm]	500	800	1000	1500	1500	800	1100	1800
Průměr [mm]	250	400	400	700	900	300	600	1000
Hmotnost [kg]	30	300	450	900	1200	115	450	1500

4 SYSTÉMOVÝ ROZBOR

V rámci systémového rozboru jsou rozebrány jednotlivé konstrukční uzly pro návrh pohybové osy centroskopu. U každého konstrukčního uzlu jsou představeny zaběhnuté možnosti provedení, jsou zmíněny nejčastější aplikace, výhody a nevýhody provedení. Rozbor jako celek poslouží jako východisko pro tvorbu jednotlivých variant i pro samotné rozpracování zvolené varianty. také umožňuje ověřit proveditelnost různých typů konstrukčních uzlů s ohledem na podmínky zadání:

- Maximální nájezd lineární osy: **50000 m/rok**
- Přesnost najetí do polohy: **0,020 mm**
- Přesnost chodu vedení: **0,100 mm**
- Stabilita pojezdu v pozici: **0,005 mm**
- Teplota pracovního prostředí: **20 °C ± 1 °C**
- Typ odměřování: **Absolutní**
- Chlazení pohonu: **Ne**
- Manipulovatelnost vysokozv. vozíkem: **Ano**

Obrázek 9 znázorňuje myšlenkový rozbor všech aspektů/konstrukčních uzlů ve své návaznosti, které by měly být zahrnuty v systémové analýze.



Obr. 9 Systémový rozbor aspektů konstrukčního návrhu

4.1 Provedení nosné konstrukce

4.1.1 Ocelová konstrukce

Ocel

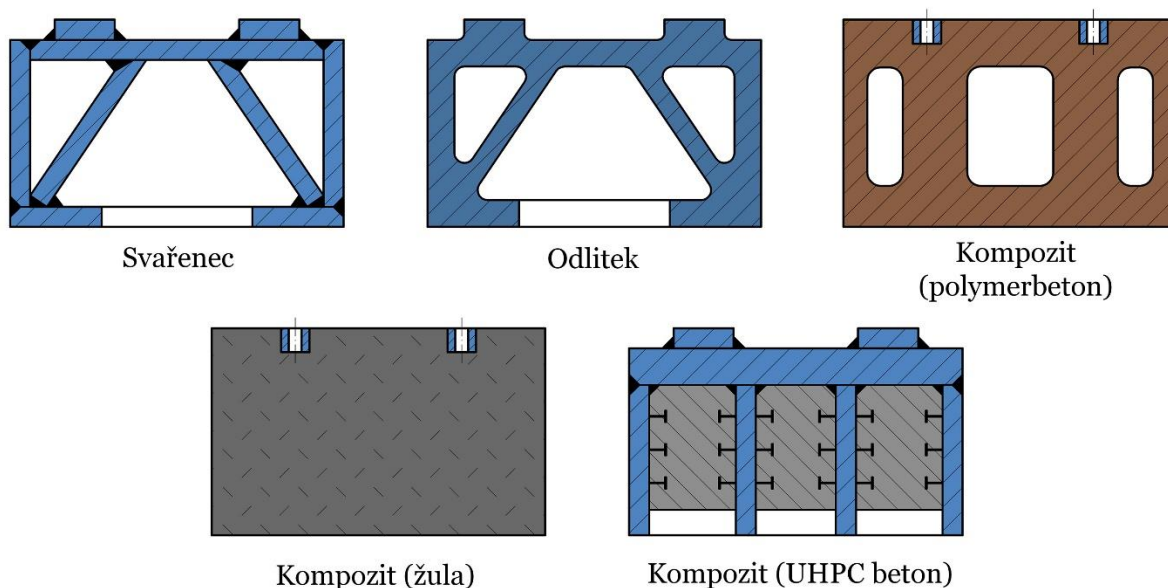
Ocel je kovová slitina na bázi železa s obsahem uhlíku a dalších prvků. Pro definici oceli je hraniční podíl uhlíku 2 %, který je dán maximální rozpustností uhlíku v železe. Samotnou ocel lze dále dělit do skupin podle obsahu uhlíku a dalších prvků, podle tepelných úprav a oblastní využití. Oceli, u kterých během výroby nedochází k výraznému přidání dalších prvků, jsou zvány nelegované, obsah uhlíku je obvykle do 0,8 %. Disponují základními mechanickými vlastnostmi, které lze však vylepšovat tepelnými, tepelně mechanickými (zhotňování) úpravami. Konstrukční oceli, využívané pro stavební nosné prvky strojů, patří zpravidla mezi nelegované. Oceli legované lze dělit na nízko a vysoko legované, které odděluje hranice legujících (přídavných) prvků 5 %. Tyto oceli pak disponují speciálními vlastnostmi jako vysoká pevnost, odolnost proti korozi či žáruvzdornost. Typickými legujícími prvky jsou nikl, molybden, vanad a chrom, přičemž při obsahu chromu nad 12 % se jedná o korozivzdornou ocel (díky povrchové pasivaci s kyslíkem).

Konstrukční provedení

Klasickým nosným provedením na ocelové bázi je svařenec. K jeho tvorbě jsou využívány ocelové profily a válcované plechy. Typicky to jsou konstrukční oceli třídy 11. Podmínkou je zaručená svařitelnost. S ohledem na pnutí a hrozbu zborcení konstrukce musí být správně voleny počty a velikosti svarů. K eliminaci působení ohybu a krutu je voleno vhodné žebrování a celková topologie stavby (obrázek 10).

Přínosy a nevýhody

Hlavními výhodami jsou možnost tvorby složitých tvarů a odlehčení. Další výhodou je vysoký modul pružnosti, a také práce s nižšími náklady při výrobě v nízkých počtech kusů. Nevýhodou je nebezpečí vzniku vnitřního pnutí jak z výrobky, tak vlivem teplotních podmínek, což může negativně ovlivnit přesnost vedení a také horší obrobiteľnosť v porovnaní s litinovou konstrukci. [7] [8]



Obr. 10 Topologie žebrování podle druhu použitého materiálu a technologie výroby [7]

4.1.2 Litinová konstrukce

Litina

Litina je kovová slitina na bázi železa, kde obsah uhlíku přesahuje 2 %, čímž je vyčerpána rozpustnost a do struktury materiálu je vylučován grafit. Podle tvaru grafitu lze litiny dělit na šedé (lupínkový grafit), nodulární (kuličkový grafit), temperované (vločkový grafit), vemikulární (červíčkový grafit). První z uvedených disponuje dobrými tlumícími vlastnostmi, má však nízkou houževnatost. Nodulární (tvárná) litina má oproti šedé lepší houževnatost a mez pevnosti, naopak horší tlumící vlastnosti a obrobiteľnosť. Temperované litiny díky tepelnému výrobnímu postupu z bílé litiny disponují dobrou pevností a tažností. Vemikulární litina pak mají oproti šedé litině výrazně lepší mechanické vlastnosti, zároveň však relativně dobrou obrobiteľnosť oproti tvárné litině.

Konstrukční provedení

Při návrhu odlitku nosné soustavy je třeba se držet zásad tloušťek stěn a žeber, jejich návaznosti, plynulých přechodů a poloměrů. Dále je nutné dbát i na technologii lití, tak aby na odlitku nebyly přítomny povrchové vady či nenalita žebra. Konstrukční požadavky jsou tak často překonány požadavky technologickými, důsledkem pak jsou například tlustší stěny, a tedy celková vyšší hmotnost soustavy.

Přínosy a nevýhody

Litinové soustavy disponují dobrou obrobiteľností, oproti ocelovým svařencům mají také nižší koeficient teplotní roztažnosti, což má vliv na větší stálost při změně podmínek. Nevýhodou představuje neekonomičnost při výrobě malého počtu kusů, malý modul pružnosti a oproti svařencům vyšší hmotnost. [7] [8]

4.1.3 Granitová konstrukce

Granit

Granit (žula) je čistě přírodní materiál, získávaný těžbou, přičemž upravován je pouze na mechanické úrovni (řezání, zarovnání, leštění). Jedná se o hlubinnou vyvřelou horninu, která je tvořena převážně křemenem a živcem. U živce je více obsažena draselná složka (ortoklas) než plagioklas. Pro žuly je typický velký rozsah odstínů. Struktura je zrnitá, hustota žuly je přibližně 2,8 g/cm³.

Konstrukční provedení

Lože stroje je obvykle tvořeno monolitním kusem granitu, na který navazují další kusy (např. sloupy a příčník stroje) (obrázek 10). Spojování mezi jednotlivými dílci i dalšími materiály bývá zajištěno pomocí závitového pouzdra, které je součástí kovového instertu vlepeného do předvrtané díry.

Přínosy a nevýhody

Hlavními výhodami granitové stavby je nízká teplotní roztažnost a rozměrová stálost, dále dobré tlumení a vysoká odolnost proti opotřebení. Nevýhodou je především velká nákladnost a obtížnost výroby. Komplikované je spojování dílů. Případné dodatečné úpravy jsou obtížné. [7] [8] [9]

4.1.4 Kombinované a betonové konstrukce

Kompozity

V oblasti nosných soustav patří mezi typické kompozitní materiály vysoko pevnostní cementový beton, který se používá v kombinaci s armováním (železobeton) nebo ocelovými profily a svařenci jako jejich výplň (ocelobeton). Dalším typem je polymerbeton. Je tvořen směsí materiálu (štěrk, umělá keramika) a syntetického pojiva ve váhovém poměru přibližně 1:10. Po smíšení dochází k odlití do licích forem a tunutí za přídavného tepla. Také polymer beton lze kombinovat a vyztužovat armováním.

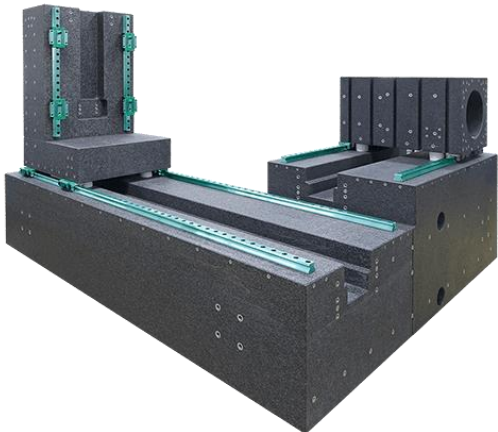
Pro dosažení požadovaných vlastností lze materiály kombinovat a u jednoho stroje využívat více typů. Příkladem může být kombinace polymerbetonu s granitem (obrázek 12), nebo kombinace ocelobetonu s armováním.

Konstrukční provedení

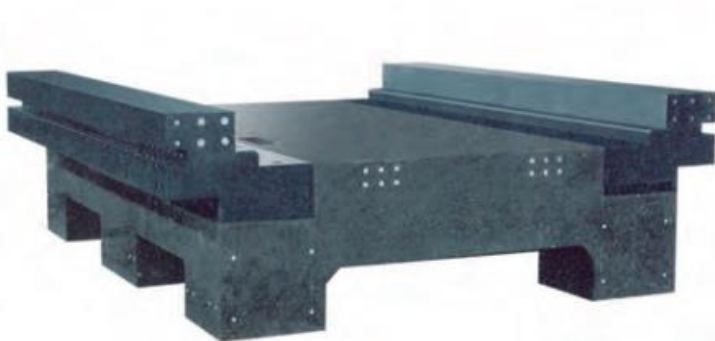
Základové lože a další prvky odlité z cementobetonu nebo polymerbetonu musí být následně opatřeny vlepením závitových pouzder do předvrtaných děr. Ve formě může být připraveno armování. U ocelobetonu je beton vléván do připravených svařených dílů, přičemž provázání struktur je řešeno typicky T-profilovými prvky zapuštěnými do betonu.

Přínosy a nevýhody

Nosné prvky využívající beton mají dobré tlumící vlastnosti a také umožňují integraci rozvodů. Použití a kombinace betonu s dalšími typy materiálů jako ocel může vést k menším nákladům výroby za dodržení parametrů. Záleží však na hospodárnosti a zvládnuté technologii. Stejně jako u litých prvků je produkce výhodnější u vyššího počtu kusů. Komplikované je také obrábění. [7] [8]



Obr. 11 Granitové lože a sloupy [10]



Obr. 12 Hybridní lože – polymerbeton+granit [8]

4.1.5 Hliníková konstrukce

Hliníková slitina

Hliníková slitina je tvořena chemickým sloučením hliníku s dalšími přídavnými prvky, které zejména zvyšují mechanické vlastnosti slitiny. Mezi přídavné prvky patří zejména měď, mangan, křemík a hořčík, přičemž jednotlivé skupiny slitin hliníku se dělí podle hlavního legujícího prvku pro danou skupinu. Společně mohou přídavné prvky obsahovat ve slitině až 15% hmotnosti vůči hliníku. Oproti oceli mají hliníkové slitiny přibližně třikrát menší hustotu, zároveň však vykazují dobrou pevnost v poměru k hmotnosti. Díky tvorbě povrchové oxidační vrstvy jsou také dobře odolné proti korozi.

Konstrukční provedení

V průmyslu jsou hliníkové slitiny využívány především jako nosné prvky pro různá zařízení. Konstrukce je tvořena pomocí tvarovaných profilů, které mohou být svařovány nebo sešroubovány. Velmi častým se aktuálně stalo používání extrudovaných profilů ve stavebnicovém provedení (obrázek 13), které umožňuje snadnou modulární a flexibilní stavbu s dobrou tuhostí. Extrudovaný profil je vyráběn pomocí vytlačování hliníkové slitiny skrz otvor tvaru profilu za teploty slitiny 400 °C až 500 °C.

Přínosy a nevýhody

Mezi hlavní výhody patří nízká hustota slitiny v poměru s dobrou pevností, což umožňuje výrazné odlehčení konstrukce. V případě modulárního systému pak i flexibilita a nižší náklady na montáž. Nevýhodou je menší odolnost povrchu vůči mechanickým vlivům a také celková nižší tuhost konstrukce a větší teplotní roztažnost v porovnání s ocelí. [11] [12] [13]



Obr. 13 Rám z hliníkových modulárních profilů firmy FM Systeme [14]

4.2 Lineární vedení

Lineární vedení definuje pohyb posuvových soustav u strojů a slouží jako spojovací prvek mezi částí stroje, která se během činnosti stroje pohybuje vůči jiné části stroje. Zajišťuje tak posuvovou vazbu. Hlavními všeobecnými požadavky na vedení je vysoká statická a dynamická tuhost, odchylky dráhy vedení v požadované přesnosti, vymezení vůle a také odolnost pro dlouhodobou životnost. [7] [15]

4.2.1 Valivé vedení

Lineární valivé vedení je obecně tvořeno plochou či plochami, po kterých se pohybují valivé elementy (kuličky, válečky) a vytvářejí pohybovou vazbu mezi statickou a pohybující částí stroje (z relativního pohledu). Podle principu a způsobu vedení lze valivé vedení dělit na [7] [16]:

- vedení s omezenou délkou zdvihu – mezi vodíci plochami vzájemně se pohybujících částí stroje se nachází klec s valivými elementy (kuličky, válečky, jehly), ta vykonává při pohybu zdvih rovný polovině zdvihu pohybové části, což omezuje zdvih polohované části, jelikož při dalším pohybu by klesal počet valivých elementů, které jsou v kontaktu s oběma plochami
- vedení s neomezenou délkou zdvihu – tento typ vedení řeší problém omezeného zdvihu pomocí cirkulace valivých elementů v rámci určitého pohybového bloku, ke kterému je připevněna pohybová část stroje. Tento blok pak jezdí po vodíci ploše (ploché, profilované) druhé části stroje

Profilové valivé vedení

Vedení pomocí profilové lišty (kolejnice) a vozíku s valivými elementy (obrázek 14) patří v aplikaci valivých vedení mezi nejrozšířenější. Důvodem je snadná instalace a údržba, univerzálnost. Hranici použití tohoto typu vedení udává zatížení a velikost stroje.



Obr. 14 Lineární profilová vedení firmy SLS [16]

Jako valivé elementy jsou u profilového vedení využívány kuličky nebo válečky. Cirkulace elementů a jejich vzájemné oddělení je zajištěno vložení plastové klíčky. Válečkové elementy jsou díky přímkovému styku používány pro přenos většího zatížení. Kuličkové vedení snese kvůli bodovému styku menší zatížení, avšak umožňuje větší dynamiku. Pro lepší vymezení vůle a také rozprostření zatížení může být u kuličkového vedení použit kromě klasického kruhového dvoubodového dotyku i gotický profil na obou stranách pro čtyřbodový dotyk. Ve vozíku obvykle cirkulují nezávisle na sobě minimálně čtyři řady valivých elementů, typickým vzájemným rozmístěním je pak uspořádání do „O“ nebo do „X“. [7] [15] [16]

4.2.2 Kluzné vedení

Kluzná vedení pracují na principu přímého kontaktu vodících ploch, přičemž mezi vodící plochy je dodávána tekutina (kapalina nebo plyn), která snižuje součinitel tření pohybu. Podle typu tekutiny a způsobu její dodávání lze kluzné vedení dále rozlišovat. [15]

Hydrodynamické vedení

Hlavní charakteristikou hydrodynamického vedení je přivádění mazacího oleje mezi vodící plochy, přičemž k vytvoření mazacího filmu (vrstvy oleje mezi plochami) dochází až při vzájemném pohybu těchto ploch.

Velký důraz je při tomto typu vedení kladen na typ a kvalitu vodících ploch. Je tak sledována snaha o co nejmenší tření a o co největší odolnost proti ořezu, a tedy životnost. Plochy s rozdílnou tvrdostí jsou odolnější proti vzájemnému opotřebení než plochy s tvrdostí stejnou. Typicky je potom jako tvrdší plocha volena ta spodní (klasicky lože). Tato plocha je delší, jelikož musí zahrnovat celou pracovní délku posuvu. Jako tvrdší plocha se opotřebovává pomaleji což je výhodnější vzhledem k faktu, že na rozdíl ploch saní, je opotřebovávána nerovnoměrně v závislosti na nejčastější oblasti, ve které se provozně pohybuje. Materiály spodní lišty jsou typicky kalená šedá litina (monolitní součást lože), nebo kalená ocelová lišta připevněná k základně. Horní plochy jsou navrhovány na nižší tvrdost a opotřebení, klasicky se jedná o šedou litinu, nebo speciální umělé hmoty.

Specifickou technologickou operací při dokončování kluzných vodících ploch je technologie zaškrabávání. Touto metodou dochází k zahrazení povrchu ploch, přičemž cílem není dokonalá rovinnost, při které by docházelo k nežádoucí adhezi ploch, ale vytvoření malých kapsiček plynule rozprostřených, ve kterých může ulpět mazací tekutina.

Hlavním nedostatkem hydrodynamického vedení je horší plynulost pohybu vlivem vzniku mazacího efektu až při pohybu. Při rozjezdu tak dochází k trhavému pohybu a stejně při zastavování může být problém s najížděním do přesné polohy během zpomalování, kdy se vytrácí mazací efekt a roste součinitel tření. Problém bývá částečně potlačován speciálními oleji a umělými kluznými plochami (u vedení saní), které však zase disponují menší životností. [7] [15]

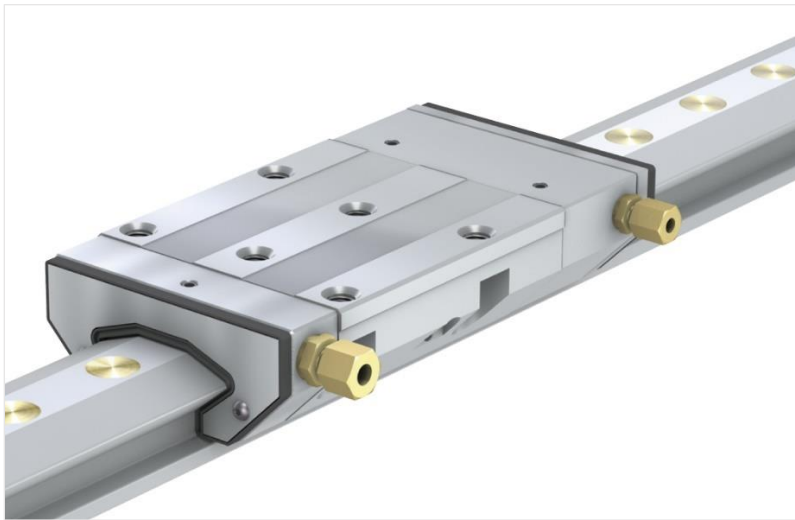
Hydrostatické vedení

U hydrostatického vedení je na rozdíl od hydrodynamického mazací olej přiváděn v tlakové formě. Díky tomu se olej dostává mezi plochy i ve statické pozici a dochází k tzv. kapalinnému tření.

Nároky na typy a kvalitu vodících ploch jsou podobné jako u hydrodynamického vedení, avšak díky větší vrstvě oleje dochází pouze k minimálnímu opotřebení ploch. Pro správný chod musí být vytvořena plynulá vrstva oleje po celé ploše vedení. Je to zajišťováno pomocí

rozmístování dávkovacích kapes na jednom z vedení, do nichž je čerpadlem vháněn tlakový olej. Případně může mít každá kapsa své menší čerpadlo. Takto dováděný tlakový olej je součástí širšího obvodu, jelikož zároveň olej prosakuje mimo vedení a musí být zajištěn jeho zpětný odběr. Olej také odvádí teplo vzniklé během pohybu vedení. Následně však musí dojít k jeho chlazení a filtraci, následuje návrat do vedení pod tlakem. V dnešní době se lze setkat i s kompaktním provedením v podobě kolejnicového profilového vedení (obrázek 15).

Díky přítomnosti mazacího filmu mezi plochami ve statické poloze je dosaženo menšího součinitele tření než u hydrodynamického vedení. Rozdílem je, že součinitel tření s rychlostí stoupá a v nulové rychlosti je minimální, zatímco u hydrodynamického vedení je součinitel tření v počátečních rychlostech největší, klesá při rozjezdu a zvyšuje se při zvyšování rychlosti. Odpadá tak problém s trhavým pohybem. [7] [17]



Obr. 15 Hydrostatické profilové vedení firmy od Schaeffler Groupe [18]

Aerostatické vedení

V případě aerostatického vedení je přiváděným médiem tlakových vzduch. Mezi vodícími plochami se tak během provozu nachází malá vrstvička vzduchu. Na rozdíl od oleje není vyžadován zpětný odběr tekutiny. Avšak zatímco olej jako kapalina je nestlačitelný, neplatí to pro vzduch. Důsledkem je menší tuhost vedení. Zatímco hydrodynamické a hydrostatické vedení je používáno především u velkých strojů či strojů s nároky na vysokou přesnost a tuhost, aerostatické vedení je aplikováno spíše tam, kde se nevyskytuje velké zatížení, příkladem jsou měřicí zařízení. [7] [19]

4.3 Převod mechanické energie a pohony

V následující části jsou uvedeny principy pohánění lineárních posuvových os, přičemž popisovány jsou pouze ty, které jsou používány u větších strojů pro delší osy. Není tak například popisován pohon pomocí ozubeného řemenu typického pro malé 3D tiskárny.

4.3.1 Kuličkový šroub a matice

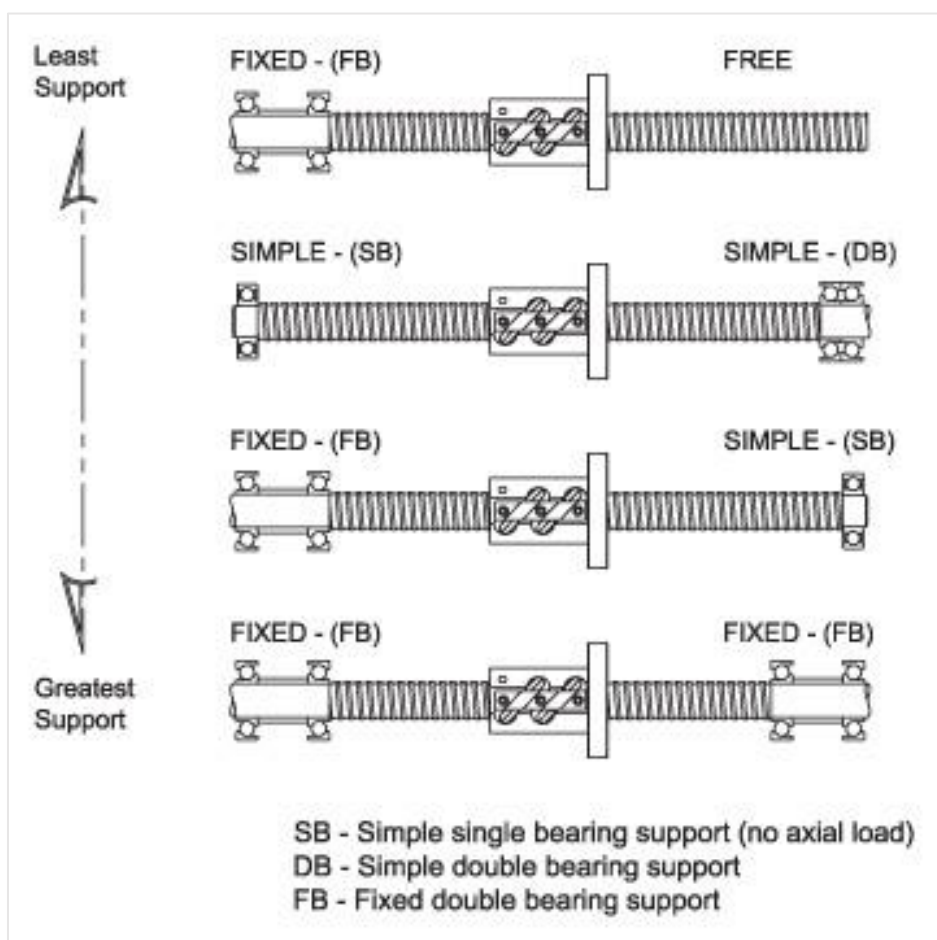
Princip

Náhon pohybové osy pracuje na principu přenosu rotační energie na posuvovou pomocí šroubu a matice, přičemž styk mezi maticí a šroubem je zajištěn pomocí valivých elementů – kuliček. V rámci konstrukce matice musí být zajištěna cirkulace kuliček, posouvajících se v důsledku

odvalení. Zabudované převodníky umožňují návrat kuliček, a to buď axiálně nebo radiálně vzhledem k ose matice. Šroub může být konstruován jako jednochodý či vícechodý. Profil jeho závitu může být klasický kruhový nebo gotický, který vícebodovým dotykem umožňuje vyšší zatížení a taky lepší vymezení vůle a přesnost. Předepnutí lze docílit více způsoby, obecně však platí, že rostoucí předepnutí má za následek vyšší opotřebení, a tedy nižší životnost. U menších vedení může postačovat kombinace padnoucích kuliček s kuličkami většího rozměru než drážka. Pro vyšší tuhost lze omezit vůli vzájemným předepnutím dělené matice distančním kroužkem. Další metody pak stojí na konstrukční abnormalitě, kdy je u matice posunut rozdíl mezi chody nebo diferencí stoupání. [7] [20]

Konstrukční provedení

Základní dvě dělení udává, zda je naháněn kuličkový šroub nebo matice. Pro dlouhá vedení (2-5 m) s větší tloušťkou kuličkového šroubu je naháněna matice. Šroub je pevně uložen. Pohon osy tak musí být umístěn na pojezdu vedení, a to buď vedle osy šrouby pohánějící matici přes převod nebo přímo jako speciální pohon v její ose. Pro kratší vedení je používán princip rotujícího šroubu. Pohon se tak nachází na jedné ze stran vedoucích a je tak napojen na šroub buďto přímo nebo pomocí převodu (planetová převodovka, čelní ozubení, řemen. Šroub může být buďto vetknut z obou stran (axiální ložiska z obou stran), což zajišťuje nejlepší tuhost, případně může být jedna strana uložena pouze volně (radiální ložisko). Možné je také provedení s jedním volným koncem (uložení letmo) (obrázek 16). Pohonem je typicky synchronní servopohon. [7] [20]



Obr. 16 Způsoby uložení kuličkového šroubu [21]

Přínosy a nevýhody

Náhon osy pomocí kuličkového šroubu a matice patří mezi zavedený způsob. Vyznačuje se přijatelnou cenou, vysokou účinností a snadnou montáží. Nevýhody představuje postupná ztráta předpětí a u vodorovné osy kmitání vlivem průhybu vlastní vahou šroubu. [7]

4.3.2 Pastorek a ozubený hřeben

Princip

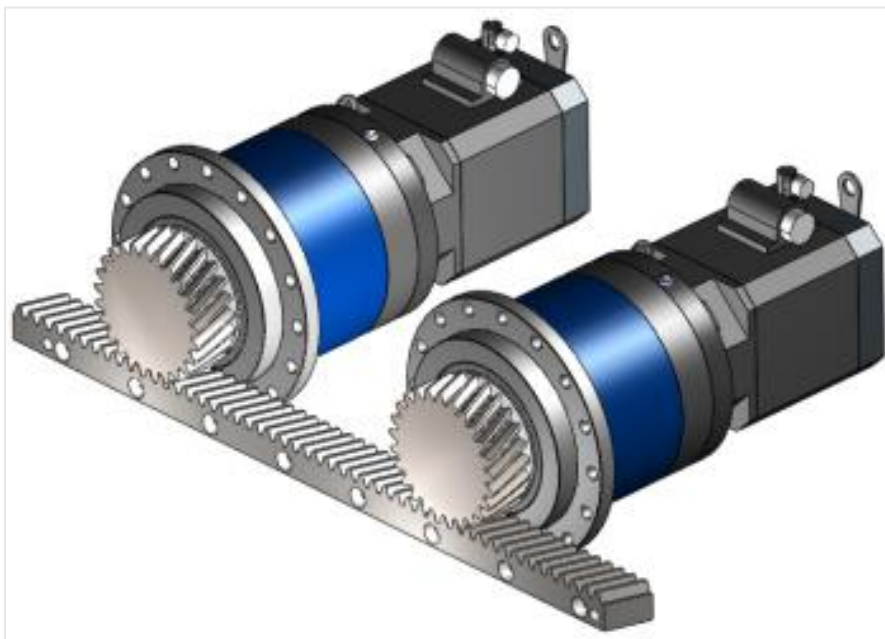
Rotační pohyb od motoru je převáděn na pastorek, který uvádí vzájemným kontaktem do chodu ozubený hřeben, který je připevněn rovnoběžně s vedením osy k základu osy. Konstrukčně se tak jedná o jednodušší princip, avšak představuje větší výzvy v oblasti vymezení vůle, která je u ozubení normální. Mezi základní principy vymezení vůle patří použití děleného pastorku předepnutého torzní pružinou. U větších strojů se však lze setkat s elektronickým vymezením vůle, kdy jsou do systému zavedeny na jeden hřeben dva pastorky s motory, a vůle je zajištěna řídicím systémem tak, že jeden z pastorků jde částí svého momentu proti druhému (systém master-slave). [7] [22]

Konstrukční provedení

Uvedený způsob vyžaduje pevný hřeben a pastorek s pohonem připevněný k pojezdu pohybové osy. Pastorek může být upevněn letmo nebo s oboustrannou podporou. Obecně se pastorek a hřeben používají u strojů, kde přestává být vhodný kuličkový šroub (dlouhé osy). Pojezdy jsou pak obvykle vybaveny systémem master-slave. Dva motory pak mohou být umístěny vedle sebe (obrázek 17) na jedné straně pojezdu, nebo symetricky z každé strany. [7] [22]

Přínosy a nevýhody

Hlavní výhodou tohoto systému je neomezená délka zdvihu osy a přetrvávající předpětí, které lze navíc pomocí elektronického principu měnit. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady a složitější nároky na montáž, kvůli čemuž je za dostačujících podmínek obvykle preferován kuličkový šroub. [7] [22]



Obr. 17 Použití dvou pohonů s pastorky pro elektronické vymezení vůle [23]

4.3.3 Lineární motor

Princip

Jako lineární motor může být systém zapojen k posuvové ose přímo na rozdíl od rotačních servopohonů, kde je pohyb rotace převáděn na lineární jedním z výše zmíněných principů. Pracuje na elektromagnetickém principu a analogicky si ho lze představit jako rozvinutý elektrický pohon. Vůči sobě se tak pohybují dva díly, z nichž jeden díky cívkám vytváří elektromagnetické pole, na které druhý díl reaguje díky umístěným magnetům nebo vynutím. [7] [24]

Konstrukční provedení

Konstrukčně se lze setkat s provedeními drážkovými (U-provedení) (obrázek 18) a bezdrážkovými (ploché). Drážková provedení mají vnější rám s primárními díly (cívky), ve kterých jezdí sekundární plocha, a přichycení je možné za horní přírubu, které z drážky vyčnívá. Bez drážkové ploché provedení je tvořeno dvěma vzájemně protilehlými segmenty, které však nejsou nijak spojeny. Jejich správná činnost je tak odvozena od požadované protilehlé montáže. [7] [24]



Obr. 18 U-profilový lineární motor firmy Aerotech [24]

Přínosy a nevýhody

Mezi výhody lineárního motoru v posuvových systémech lze řadit vysokou rychlost a dynamiku. Také se jedná o typ pohonu s vysokou přesností. S rostoucím výkonem pro větší zatížení je však třeba systém výrazně chladit. Vlivem působícího elektromagnetického pole dochází k degradaci okolních komponent (valivé vedení). [7] [24]

4.4 Bezpečnostní brzdý systém

Ke splnění bezpečnostních požadavků u svislých os bývá do konstrukce zahrnut bezpečnostní brzdý systém. Cílem je eliminovat pád pojezdu osy vlivem gravitační síly při poruše. A to tak, že dojde k aktivaci brzdného systému v co nejkratším čase od počátku pádu tak, aby pojezd na ose ujel co nejmenší vzdálenost. Brzdy tak musí být patřičně dimenzovány.

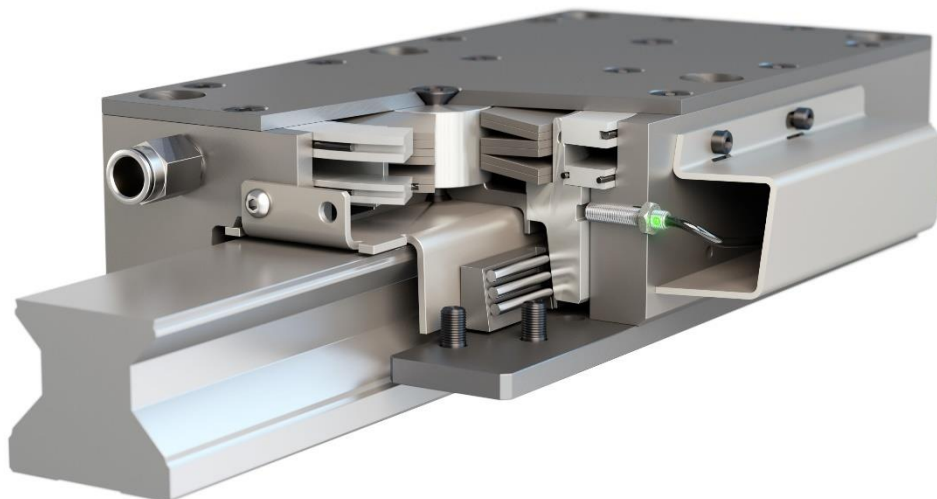
Brzdné systémy obvykle pracují na principu brždění v neaktivním stavu. Toho je většinou docíleno pomocí pružin. Pouze v aktivním stavu, tedy kdy je do brzdy vedeno některé médium, dochází k přetlačení brzdných pružin a odbrzdění systému. Například při přerušení dodávání elektřiny nebo poruše vedení vzduchu či oleje dojde k automatickému zabrzdění. Brzdné systémy typicky pracují na bázi:

- pneumatiky,
- hydrauliky,
- elektrické energie.

Brzdné systémy slouží jak k zastavení stroje při poruše, tak zajištění v nečinnosti. Vyhodnocování poruchy k aktivaci brzdy je řešeno přes řídicí prvky, kdy je porovnávána poloha pojezdu s informacemi od pohonu. Jak odměřování, tak řídicí prvky musí mít bezpečnostní certifikaci. Důležitou veličinou je reakční čas systému. Z pohledu provedení a umístění brzdného systému v lineární jsou používány:

- motorová brzda – buďto součástí motoru nebo přídavná mezi motorem a převodem
- tyčová brzda – brzdná jednotka připevněná k pojezdu se pohybuje po externě přidané tyči
- profilová kolejnicová brzda – brzdná jednotka vložená mezi vozíky pojezdu u profilového vedení (obrázek 19)
- brzda s pastorkem – slouží pro pohon pastorek-hřeben, ke hřebenu je napojen další pastorek s brzdící funkcí

Pro vyšší bezpečnost bývají použity dvě brzdy. Jedna u pohonu (motorová) a druhá v oblasti pojezdu a vedení. Je tak zaručeno, že v případě poruchy na převodu může být pohyb pojezdu zablokován. [25] [26] [27]



Obr. 19 Částečný řez profilovou kolejnicovou brzdou [26]

4.5 Odměřování polohy

Pro možnosti řízení je u strojů obvykle požadována znalost přesné polohy pohybového prvku. Ta je získána pomocí zařízení pro odměřování polohy. Může tak docházet ke zpětnovazebnímu řízení. Kvalita výstupní informace má přímý vliv na funkčnost a přesnost stroje. Hlavními požadavky na odměřovací zařízení jsou pak přesnost spolu s nejmenším rozlišitelným inkrementem, teplotní stálost a celková odolnost od vnějších vlivů (znečištění).

Z pohledu umístění v systému stroje lze odměřovací zařízení dělit na [7] [28]:

- přímé – odměřovací zařízení je umístěno na pohybujeícím se prvku stroje, jehož poloha má být sledována. Díky přímému propojení s pohybujeícím se prvkem je umožněno přesnější měření. Jsou však kladeny vyšší nároky na konstrukční provedení, jelikož měřící zařízení musí být zařazeno do konstrukčního systému lože-vedení-pojezd a musí být řešeno jeho připevnění a umístění. Používáno je to tak u strojů s vyššími nároky na přesnost. Pouzdrové provedení je znázorněno na obrázku 20.
- nepřímé – odměřovací zařízení není umístěno přímo na pohybujeícím se prvku stroje ale obvykle na některém z dílčích převodů, které pohyb prvku zajišťují, typicky kuličkový šroub. Z pohledu konstrukce se jedná o jednodušší provedení, jelikož je využit prostor pohybového ústrojí (motor), avšak přesnost měření je více ovlivněna nepřesností převodů a taky teplotní dilatací. Používá se tak u menších zařízení, která nemají vysoké nároky na přesnost.

Z pohledu typu výchozí informace lze odměřovací zařízení dělit na [7] [28]:

- přírůstkové – poloha systému se odvozuje od jedné referenční polohy, do které pojezd najíždí na začátku činnosti. Další polohy jsou pak pouze dopočítávány pomocí přičítání přírůstků (inkrementů) v rámci systému.
- absolutní – odměřovací systém umožňuje vracet informaci o poloze pojezdu po spuštění. Každý bod v měřícím systému (jeho vzdálenost od dalšího bodu udává základní inkrement) tak má svou unikátní definici. Stroj tak může pracovat ihned po spuštění a nemusí najíždět do referenční polohy, tak jako se to děje u přírůstkového odměřování.



Obr. 20 Absolutní odměřovací systém v pouzdrovém provedení firmy Heidenhein [29]

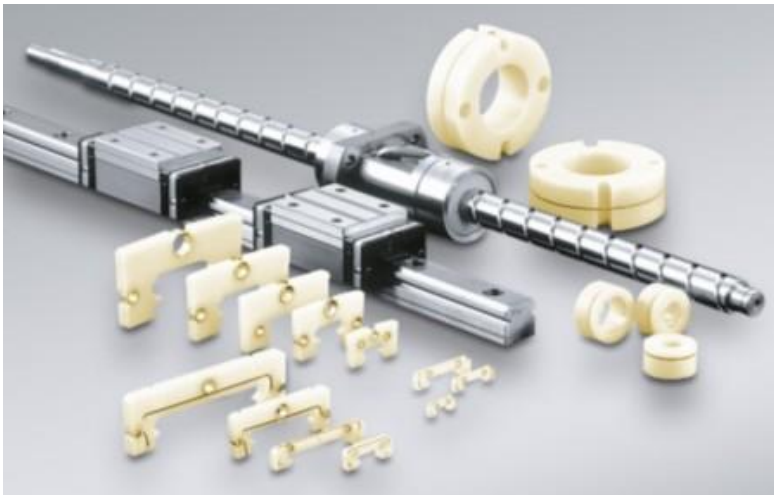
Z pohledu principu měření lze zařízení dělit na [7] [30]:

- indukční – obecně používají systému cívek a vzájemné elektromagnetické indukce mezi nimi, přičemž je zaznamenáván indukovaný proud v cívkách. Princip je využíván jak pro rotační (resolver), tak lineární (induktosyn) odměřovací systémy.
- magnetické – použití magnetické pásky složené z magnetů se střídavým polohováním a snímací hlavy
- optické – měření pomocí odrazu laseru (interferometr) nebo na principu fotoelektrického snímání, kde je snímán obraz prosvícený přes jemné mřížky na pravítku

4.6 Mazání

Mazání se u stroje používá tam, kde dochází ke vzájemnému kontaktu a pohybu jednotlivých uzlů zařízení. Umožňuje snížení tření a omezování otěru, tím i zvýšení životnosti. Typicky tak jde o vedení a uložení (valivá ložiska, kluzný pohyb) nebo o převody (pastorek-hřeben, kuličkový šroub-matice). K mazání se používají oleje a tuky, volba jejich typů a principů zavádění se odvíjí od provozních podmínek a požadavků (zatížení, rychlosti, vlastnosti prostředí).

Mazání může být prováděno buďto centrálně, kdy je ze zásobníku dováděno mazací médium rozvody po celém stroji, nebo lokálně, kdy jsou pohybové uzly stroje mazány jednotlivě průběžně. Příkladem je mazací pastorek nebo použití mazacích patron u matice kuličkového šroubu nebo valivých vozíků, také profilové mazací jednotky (obrázek 21). [7] [31]



Obr. 21 Profilové mazací jednotky [31]

4.7 Přívod médií

Pohybující se část stroje musí mít zajištěn přívod všech provozních médií ze svého základu. Obvykle se jedná o přívod elektřiny (silové a signálové kabely), přívod tlakového oleje (hydraulika), přívod tlakového vzduchu, přívod chladících a mazacích kapalin). U lineárních pojezdů je se soustředí přívody všech médií do jednoho energetického řetězce vedeném v článkovém krytu umožňujícím ohyb (energetický nosič). Ty jsou obvykle vyráběny z plastové hmoty v modulárním provedení. Jejich parametry (např. odolnost) jsou voleny v závislosti na vlastnostech stroje a prostředí. [7] [32]

4.8 Krytování

Krytování stroje má zpravidla dvojí funkci, jednak chrání obsluhu od zranění v důsledku činnosti stroje (vtažení do vedení, do převodu, stlačení), také však chrání konstrukční prvky před vnějšími vlivy, hlavně před nečistotami, které výrazně zvyšují abrazivní opotřebení, dostávají-li se do vedení či převodů.

U lineárních posuvových os je cílem krytů zpravidla pokrýt rozsah osy, ve které se zrovna nenalézá pojezd. K tomu jsou používány plechové teleskopické kryty nebo skládané měchy. U vertikálních os se lze spíše setkat s roletovými kryty. Lineární osa může být dále ještě vybavena dílčími kryty (pružinový kryt na kuličkový šroub). [7]

4.9 Zhodnocení systémového rozboru

V rámci zhodnocení systémového rozboru jsou vyjmenovány vhodné typy konstrukčních prvků s ohledem na vhodnost použití u konstrukce měřicího zařízení centroskopu. U některých prvků je přímo zvolen typ, se kterým se bude dále pracovat, jinde je vybráno více možností, které budou posuzovány v rámci analýzy variant.

4.9.1 Zhodnocení nosné konstrukce

Jako základ osy je vybrána granitová deska. Důvodem je teplotní rozměrová stálost a taky vyvrálost od vnitřních pnutí. Na trhu se jedná o typické použití u větších centroskopů, jakožto měřicích zařízení, kde je dbáno na přesnost. Granitovou desku je třeba nést pomocí rámu. Jelikož se nejedná o obráběcí stroj, nároky na tlumení a tuhost nejsou tak velké. Navíc měření probíhá pouze v rámci komponent na granitové desce, proto jsou vybrány k použití buďto ocelová svařovaná konstrukce, nebo konstrukce z extrudovaných hliníkových profilů. Tyto dvě možnosti jsou analyzovány v rámci hodnocení variant.

4.9.2 Zhodnocení lineárního vedení

Vedení svislé osy nebude přenášet ani velké zatížení ani nebude přenášet vibrace od pohybového prvku. Kluzné vedení je tak v této aplikaci nevhodné. Vybráno je profilové valivé vedení, jakožto kompaktní zavedené provedení s dostačující přesností chodu.

4.9.3 Zhodnocení přenosu energie a pohonu

K přenosu mechanické energie od pohonu je volen kuličkový šroub a matice, přičemž poháněn je s ohledem na malou délku osy šroub. Způsob napojení motoru (přímé, nepřímé) je řešeno v rámci analýzy variant. Řešení s kuličkovým šroubem je zavedené a je používáno na trhu. Provedení pastorek-hřeben nebývá používáno v těchto menších aplikacích, lineární motor zde zase nepřináší výhody v podobě rychlosti a dynamiky, jelikož požadovaná posuvová rychlost je nízká.

4.9.4 Zhodnocení bezpečnostních brzdných systémů

Pro splnění bezpečnosti je volen typ brzdy umístěné přímo u vedení osy. K další analýze v rámci variant je tak vybrána brzda profilová kolejnicová a brzda tyčová. Motorovou brzdou je taky opatřen servopohon a je tak zajištěn dvojitý brzdný systém.

4.9.5 Zhodnocení odměřování polohy

Ze zadání je považováno odměřování absolutní. Z důvodu součinnosti s bezpečnostním brzdícím systémem je použito odměřování přímé s bezpečnostní certifikací v kompaktním páskovém provedení. Vlastní odměřování má pak i servopohon.

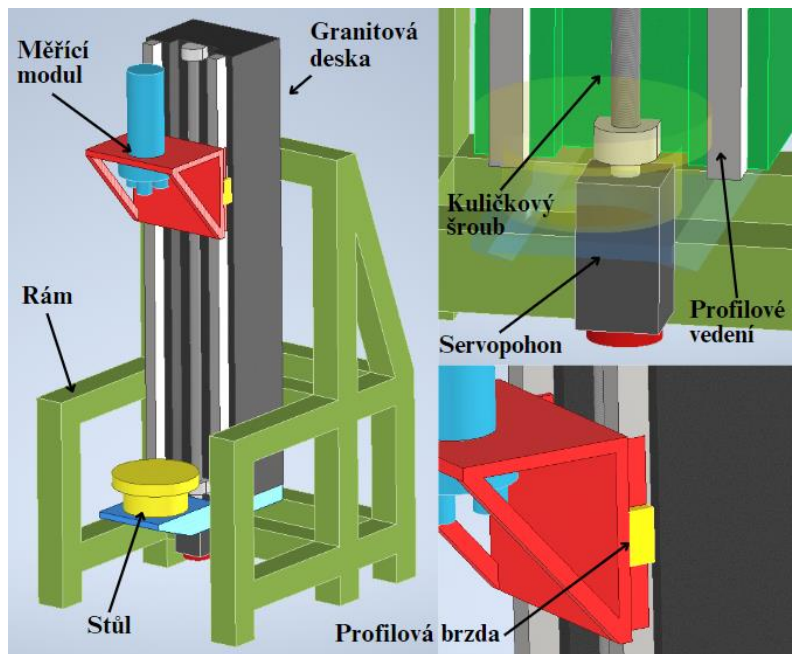
4.9.6 Zhodnocení doprovodných prvků

S ohledem na velikost zařízení je voleno pouze lokální mazání za použití mazacích patron u matice kuličkového šroubu a valivého vozíku. Přívod médií na pojezd osy je zajištěn pomocí článkového řetězce. Krytování je voleno až podle dalšího konstrukčního postupu.

5 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH VARIANT

5.1 Varianta 1

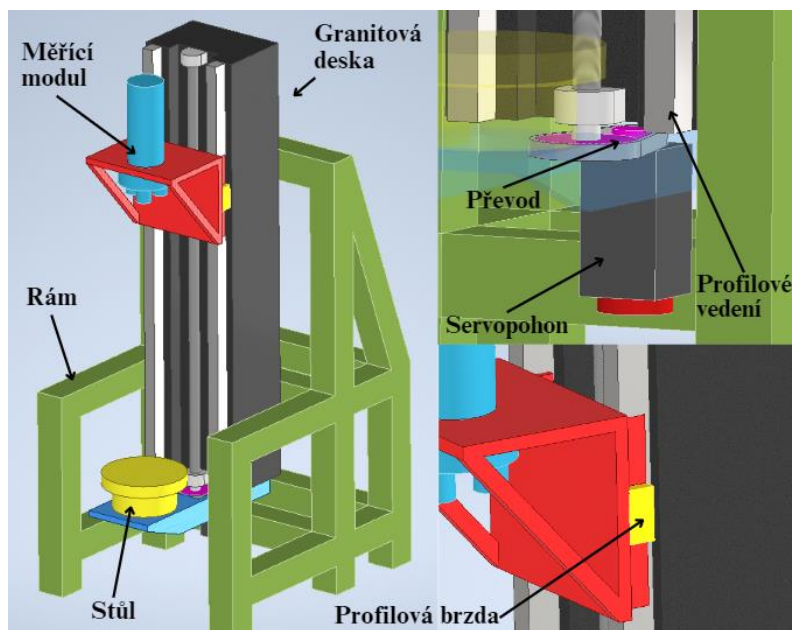
Varianta 1 využívá svařovaný ocelový rám. Náhon kuličkového šroubu je přímý a brzdící systém osy je proveden pomocí profilové brzdy na vedení (obrázek 22).



Obr. 22 Blokové provedení varianty 1

5.2 Varianta 2

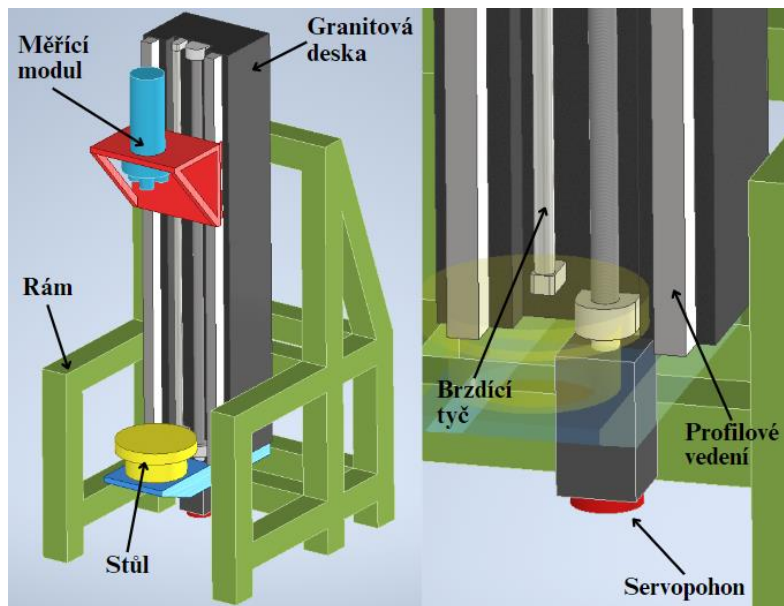
Varianta 2 využívá svařovaný ocelový rám. Náhon kuličkového šroubu je nepřímý a brzdící systém osy je proveden pomocí profilové brzdy na vedení (obrázek 23).



Obr. 23 Blokové provedení varianty 2

5.3 Varianta 3

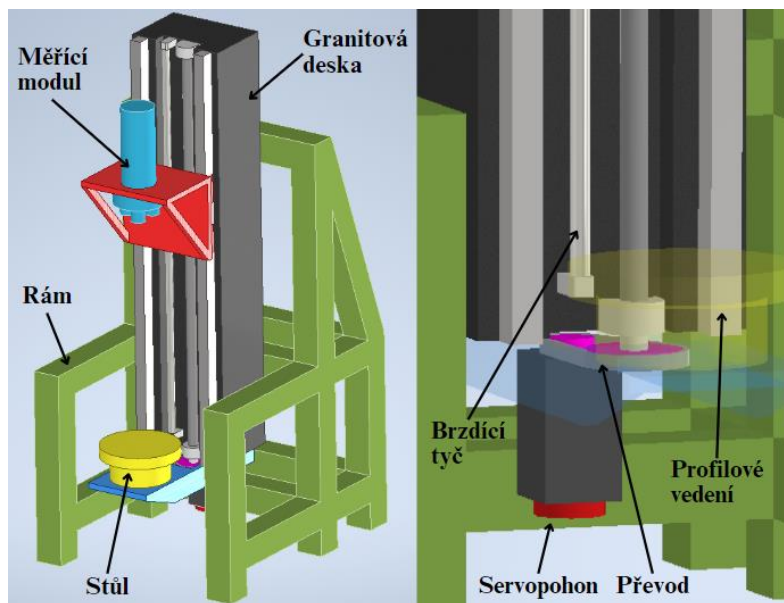
Varianta 3 využívá svařovaný ocelový rám. Náhon kuličkového šroubu je přímý a brzdící systém osy je proveden pomocí tyčové brzdy vedené vedle kuličkového šroubu (obrázek 24).



Obr. 24 Blokové provedení varianty 3

5.4 Varianta 4

Varianta 4 využívá svařovaný ocelový rám. Náhon kuličkového šroubu je nepřímý a brzdící systém osy je proveden pomocí tyčové brzdy vedené vedle kuličkového šroubu (obrázek 25).



Obr. 25 Blokové provedení varianty 4

5.5 Varianty 5 až 8

Varianta 5 až Varianta 8 kopírují předchozí varianty s tím rozdílem, že rám centroskopu je tvořen z hliníkových modulárních profilů. Základní blokové modely tak nejsou rozdílné s modely variant 1 až 4.

5.6 Výběr varianty pomocí multikriteriální analýzy

Výběr optimální varianty je proveden pomocí multikriteriální analýzy, kde jsou jednotlivé varianty posuzovány podle kritérií s různým váhovým zastoupením. V prvním kroku jsou předložena hodnotící kritéria, která jsou z určitého hlediska podstatná pro řešenou konstrukční úlohu. Bylo představeno šest kritérií (tabulka 2).

Tab. 2 Volba kritérií

Označení	Kritérium	Popis
K1	Hmotnost	Hmotnost závisí převážně na typu rámu a velikosti granitové desky. Požadována je co nejmenší.
K2	Kompaktnost	Celková složitost provedení.
K3	Tuhost konstrukce	Tuhost vzhledem k celkové stavbě.
K4	Ekonomičnost	Zohlednění nákladů na pořízení a provoz
K5	Výrobní náročnost	Náročnost výroby komponent a sestavení.
K6	Přesnost	Přesný chod pohybové osy.

Cílem dalšího kroku je určit váhu jednotlivých kritérií. Použita je metoda Párového srovnání dle Dobříckého. Nejprve jsou kritéria porovnána vzájemně, přičemž při porovnání dvou náhodných kritérií je do tabulky zapsáno to významnější (tabulka 3). Následně jsou sečteny počty vyskytující se zapsaných kritérií v tabulce. [33]

Tab. 3 Párové porovnání kritérií

Kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	K6	SUMA	Pořadí
K1	K1	K1	K1	K1	K1	K6	5	2
K2	-	K2	K3	K2	K2	K6	3	4
K3	-	-	K3	K3	K3	K6	4	3
K4	-	-	-	K4	K5	K6	1	6
K5	-	-	-	-	K5	K6	2	5
K6	-	-	-	-	-	K6	6	1

Následně jsou kritéria seřazena v tabulce (tabulka 4) podle výsledného pořadí a dochází k hodnocení pomocí tří hodnot, a to podle toho, jak k sobě mají daná kritéria blízko (1 - blízko, 2 – středně daleko, 3 - daleko). Pro každý řádek jsou pak hodnoty sečteny a je dopočítán váhový poměr.

Tab. 4 Určení váhy kritérií

Kritérium	K6	K3	K1	K5	K4	K2	SUMA	Váha
K6	1	2	2	3	1	2	11	28 %
K3	-	1	1	3	3	2	10	26 %
K1	-	-	1	3	2	2	8	21 %
K5	-	-	-	1	1	3	5	13 %
K4	-	-	-	-	1	3	4	10 %
K2	-	-	-	-	-	1	1	3 %
SUMA:							39	100 %

Posledním krokem je vyhodnocení variant. Využita je metoda Patter, avšak ve zjednodušené podobě. Jednotlivé varianty jsou hodnoceny (1 – nejhorší, 9 – nejlepší) vůči jednotlivým kritériím, přičemž dané hodnocení je násobeno váhou kritéria (tabulka 5).

Tab. 5 Vyhodnocení variant

Kritérium	Váha	Varianty							
		V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
K6	28 %	9	8	9	8	8	7	8	7
		2,54	2,26	2,54	2,26	2,26	1,97	2,26	1,97
K3	26 %	9	9	9	9	7	7	7	7
		2,31	2,31	2,31	2,31	1,79	1,79	1,79	1,79
K1	21 %	7	7	5	5	9	9	7	7
		1,44	1,44	1,03	1,03	1,85	1,85	1,44	1,44
K5	13 %	5	5	5	5	9	9	9	9
		0,64	0,64	0,64	0,64	1,15	1,15	1,15	1,15
K4	10 %	7	7	5	5	9	9	7	7
		0,72	0,72	0,51	0,51	0,92	0,92	0,72	0,72
K2	3 %	8	7	6	5	9	8	7	6
		0,21	0,18	0,15	0,13	0,23	0,21	0,18	0,15
Suma vyhodnocení:		7,85	7,54	7,18	6,87	8,21	7,90	7,54	7,23
Relativní úroveň:		115 %	111 %	105 %	101 %	120 %	116 %	111 %	106 %
Pořadí:		3.	4.	7.	8.	1.	2.	4.	6.

Po sečtení jednotlivých hodnocení vychází varianta 5 jako ta optimální. Jedná se o návrh s přímým pohonem a profilovou brzdou umístěnou mezi valivými vozíky. Rám je tvořen z hliníkových stavebnicových profilů.

6 KONSTRUKCE ZVOLENÉ VARIANTY

6.1 Technické výpočty

V rámci technických výpočtů je řešen návrh kuličkového šroubu [7] [34] [35] s příslušným pohonem, dále pak návrh lineárního vedení [36] [37] a následně návrh brzdného systému. [38] [39]

6.1.1 Návrh kuličkového šroubu

Základní parametry

- Délka lineární osy: $l_{osa} = 1350 \text{ mm}$
- Způsob náhonu: poháněný kuličkový šroub
- Výrobce šroubu: Bosch Rexroth
- Průměr kuličkového šroubu: $d_{KS} = 20 \text{ mm}$
- Stoupání kuličkového šroubu: $s_{KS} = 5 \text{ mm}$
- Požadovaná rychlost pojezdu: $v_{max} = 30 \text{ mm} * s^{-1}$
- Typ odměřování polohy: Přímé absolutní
- Třída přesnosti KŠM: P3 (0,012 mm/300 mm)

Kontrola životnosti

Ekvivalentní zatížení je dáno tíhovou silou od hmotnosti pojezdu.

- Hmotnost pojezdu: $m_{poj} = 45 \text{ kg}$
- Roční nájezd: $s = 50000 \text{ m}$
- Dynamická únosnost KŠM: $C_{dyn} = 17200 \text{ N}$
- Ekvivalentní zatížení:

$$F_m = m_{poj} * g = 45 * 9,81 = 441 \text{ N} \quad (1)$$

- Provozní otáčky:

$$n = \frac{v_{max}}{s_{KS}} = \frac{0,03}{0,005} = 360 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

- Životnost na otáčky:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 * 10^6 = 2,64 * 10^{10} \text{ otáček} \quad (3)$$

- Počet otáček na roční nájezd:

$$n_{rok} = \frac{s}{s_{KS}} = \frac{50000}{0,05} = 10^7 \text{ otáček} \quad (4)$$

- Životnost na počet let:

$$L_{roky} = \frac{L}{n_{rok}} = \frac{2,64 * 10^6}{10^7} = 2640 \text{ let} \quad (5)$$

Kontrola kritických otáček

- Součinitel pro oboustranné vetknutí šroubu: $f_n = 22 [-]$

- Kritické otáčky šroubu:

$$n_{kr} = \frac{f_n * d_{KS}}{l_{osa}^2} * 10^7 = 2414,3 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

- Maximální otáčky šroubu:

$$n_{max} = 0,8 * n_{kr} = 1931,4 \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

Maximální provozní otáčky 360 min^{-1} nejsou vyšší než maximální povolené.

Kontrola vzpěrné tuhosti

- Vzpěrný součinitel pro oboustranné vetknutí: $f_v = 0,25 [-]$

- Maximální teoretická axiální síla:

$$F_{kr} = 500 * \frac{\pi^3 * d_{KS}^4}{f_v * l_{osa}^2} = 5444,2 \text{ N} \quad (8)$$

- Maximální dovolená provozní síla (při bezpečnosti= 3):

$$F_{max} = \frac{F_{kr}}{3} = 1814,7 \text{ N} \quad (9)$$

Kontrola limitní síly

- Síla předpětí (třída C1-mírné): $F_{pr} = 350 \text{ N}$

- Maximální teoretická limitní síla:

$$F_{lim} = 2,83 * F_{pr} = 990,5 \text{ N} \quad (10)$$

Provozní síla 450 N není vyšší než dovolené síly na vzpěr a předpětí.

Kontrola životnosti uložení šroubu

Ekvivalentní zatížení je dáno tíhovou silou od hmotnosti pojezdu.

- Dynamická únosnost jednoho ložiskového domku $C_{dyn} = 17000 \text{ N}$

- Životnost na otáčky:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 * 10^6 = 5,39 * 10^{10} \text{ otáček} \quad (11)$$

- Životnost na počet let:

$$L_{roky} = \frac{L}{n_{rok}} = \frac{5,39 * 10^{10}}{10^7} = 5391 \text{ let} \quad (12)$$

Návrh servopohonu – parametry pro statické hledisko

- Požadovaná axiální síla: $F_A = 0 \text{ N}$

- Hmotnost pojezdu: $m_{poj} = 45 \text{ kg}$

- Převodový poměr: $i_p = 1 [-]$

- Účinnost vedení: $\eta_v = 0,98 [-]$

- Účinnost KŠM: $\eta_s = 0,92 [-]$

- Účinnost ložisek: $\eta_L = 0,92 [-]$
- Účinnost celková: $\eta_C = \eta_v * \eta_S * \eta_L = 0,75 [-]$
- Sklon osy: $\alpha = 90^\circ$
- Součinitel tření valivého vedení: $f_1 = 0,005$
- Součinitel tření KŠM: $f_2 = 0,003$
- Součinitel tření uložení: $f_3 = 0,005$
- Rameno působí síly: $b = 150 \text{ mm}$
- Délka stolu: $L_{stol} = 160 \text{ mm}$

Statické hledisko

- Zátěžový moment od tíhové síly:

$$M_G = \frac{m_{poj} * g * \sin(\alpha) * s_{KS}}{2\pi * i_p * \eta_C} \quad (13)$$

$$M_G = \frac{45 * 9,81 * \sin(90) * 0,005}{2\pi * 1 * 0,75} = 0,46 \text{ Nm}$$

- Zátěžový moment od třecí síly přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m_{poj} * g * f_1 * \cos(\alpha) * s_{KS}}{2\pi * i_p * \eta_C} \quad (14)$$

$$M_{GT} = \frac{45 * 9,81 * 0,005 * \cos(90) * 0,005}{2\pi * 1 * 0,75} = 0 \text{ Nm}$$

- Zátěžový moment od třecích sil v ložisku:

$$M_L = \frac{0,5 * (F_A + m_{poj} * g * \cos(\alpha) * f_1) * d_{SK} * f_3}{i_p * \eta_C} \quad (15)$$

$$M_L = \frac{0,5 * (0 + 45 * 9,81 * \cos(90) * 0,005) * 12 * 0,005}{1 * 0,75} = 0 \text{ Nm}$$

- Zátěžový moment od předepnutí KŠM:

$$M_{KSM} = \frac{F_P * s_{KS}}{2\pi * i_p * \eta_C} * (1 - \eta_S^2) + \frac{0,5 * (F_A + m_{poj} * g * \cos(\alpha) * f_1) * d_{SK} * f_2}{i_p * \eta_C} \quad (16)$$

$$M_{KSM} = \frac{350 * 0,005}{2\pi * 1 * 0,75} * (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 * (0 + 45 * 9,81 * \cos(90) * 0,005) * 12 * 0,003}{1 * 0,75} = 0,06 \text{ Nm}$$

- Celkový statický moment redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} \quad (17)$$

$$M_{zsrhm} = 0,46 + 0 + 0 + 0,06 = 0,52 \text{ Nm}$$

- Moment statický:

$$M_{ms} = \frac{F_A * s_{KS}}{2\pi * i_p * \eta_C} + M_{zsrhm} \quad (18)$$

$$M_{ms} = \frac{0 * 0,05}{2\pi * 1 * 0,75} + 0,52 = 0,52 \text{ Nm}$$

Kinematické hledisko

- Požadovaná doba rozběhu do maximální rychlosti: $t_r = 0,1 \text{ s}$
- Lineární zrychlení pojezdu:

$$a_{poj} = \frac{v_{max}}{t_r} = \frac{0,03}{0,1} = 0,3 \text{ m} * \text{s}^{-2} \quad (19)$$

- Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_m = \frac{2\pi * a_{poj}}{s_{KS}} = \frac{2\pi * 0,3}{0,005} = 377,0 \text{ rad} * \text{s}^{-2} \quad (20)$$

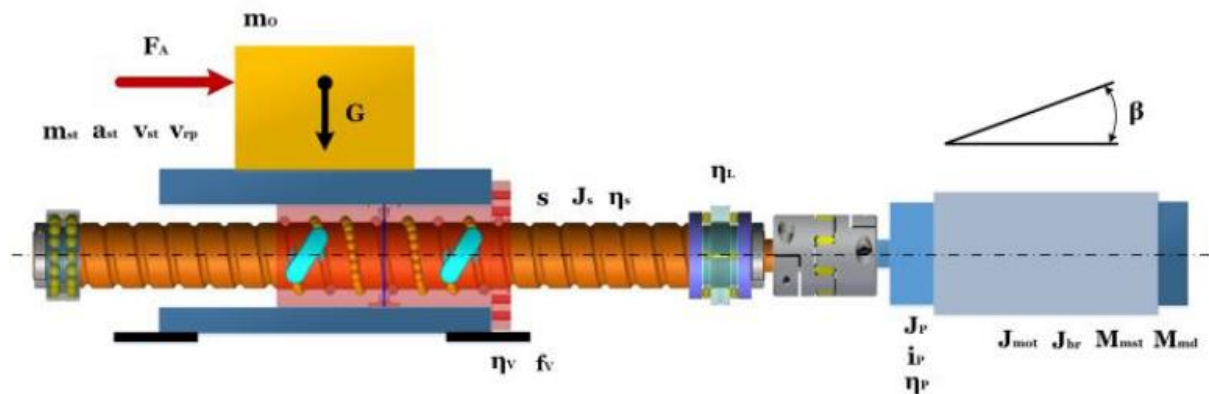
Návrh servopohonu – parametry pro dynamické hledisko

- Moment setrvačnosti motoru: $J_{mot} = 0,35 \text{ kg} * \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti motorové brzdy: $J_{br} = 0,02 \text{ kg} * \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti motorové spojky: $J_{sp} = 0,39 \text{ kg} * \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti šroubu: $J_{ks} = 1,37 \text{ kg} * \text{cm}^2$
- Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{br} + J_{sp} + \frac{J_{ks}}{i_p^2} + \frac{m_{poj} * \left(\frac{s_{KS}}{2\pi}\right)^2}{i_p^2} \quad (21)$$

$$J_{rhm} = 0,35 + 0,02 + 0,39 + \frac{1,37}{1} + \frac{45 * \left(\frac{0,005}{2\pi}\right)^2}{1} = 2,41 \text{ kg} * \text{cm}^2$$

Obrázek 26 znázorňuje schematicky jednotlivé prvky s parametry pro výpočet.



Obr. 26 Schéma systému KŠM [34]

Dynamické hledisko

- Zátěžový moment od přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{3 * m_{poj} * g * b * f_1 * s_{KS}}{2\pi * i_p * \eta_c * L} \quad (22)$$

$$M_G = \frac{3 * 45 * 9,81 * 0,25 * 0,005 * 0,005}{2\pi * 1 * 0,75 * 0,16} = 0,0064 \text{ Nm}$$

- Zátěžový moment od třecích sil:

$$M_{GT} = \frac{m_{poj} * g * f_1 * \cos(\alpha) * s_{KS}}{2\pi * i_p * \eta_c} \quad (23)$$

$$M_{GT} = \frac{45 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(90) \cdot 0,005}{2\pi \cdot 1 \cdot 0,75} = 0 \text{ Nm}$$

- Zátěžový moment od předeptnutí KŠM:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s_{KS}}{2\pi \cdot i_p \cdot \eta_C} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot (F_A + m_{poj} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_{SK} \cdot f_2}{i_p \cdot \eta_C} \quad (24)$$

$$M_{KSM} = \frac{350 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 1 \cdot 0,75} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot (0 + 45 \cdot 9,81 \cdot \cos(90) \cdot 0,005) \cdot 12 \cdot 0,003}{1 \cdot 0,75} = 0,06 \text{ Nm}$$

- Celkový dynamický moment redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{KSM} \quad (25)$$

$$M_{zdrhm} = 0,0064 + 0 + 0,06 = 0,52 \text{ Nm}$$

- Moment statický:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zsrhm} \quad (26)$$

$$M_{md} = 0,000241 \cdot 377 + 0,52 = 0,15 \text{ Nm}$$

Jelikož na pohybovou osu jsou kladeny malé dynamické podmínky, co se týká hmotnosti přesouvaných hmot i zrychlení, vychází jako větší z momentů moment statický. Spolu s provozními otáčkami je pak dán provozní výkon:

$$P = M_{ms} \cdot n = 0,51 \cdot 6 = 3,1 \text{ W}$$

V rámci návrhu je kontrolován poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot vůči momentu setrvačnosti motoru:

$$\frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{2,41}{0,35} = 6,9 [-]$$

Pro pojezdy v dynamických aplikacích by neměla velikost poměru přesáhnout 3, v případě navrhované osy je však poměr vyšší, jelikož se jedná převážně o statickou aplikaci a motor by musel být výrazně dimenzován na výkonu a celkové velikosti.

6.1.2 Návrh lineárního vedení

Základní parametry

- Tíhová síla pojezdu: $F_G = 426 \text{ N}$
- Rameno síly: $l_3 = 150 \text{ mm}$
- Vzdálenost vozíků $l_1 = 160 \text{ mm}$
- Vzdálenost vyosení $l_4 = 0 \text{ mm}$
- Způsob vedení: Paralelní 2x2 vozíky
- Výrobce: Bosch Rexroth
- Velikost kolejniče: $d = 20 \text{ mm}$
- Dynamické zatížení: $C_{dyn} = 9600 \text{ N}$
- Předpětí ve vozíku $F_{pre} = 190 \text{ N}$ (třída C1)
- Typ odměřování polohy: Přímé absolutní
- Třída přesnosti KŠM: H (High)

Zatížení vozíků

- Zatížení radiální:

$$P_{1,2,3,4} = \frac{F_G * l_3}{2 * l_1} \quad (27)$$

$$P_{1,2,3,4} = \frac{426 * 0,15}{2 * 0,16} = 200,0 \text{ N}$$

- Zatížení boční:

$$P_{1T,2T,3T,4T} = \frac{F_G * l_4}{2 * l_1} \quad (28)$$

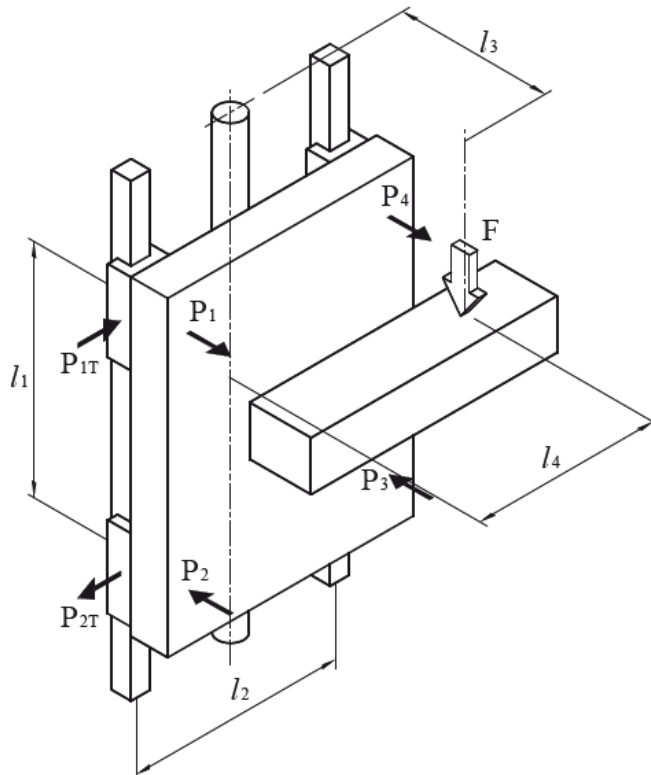
$$P_{1T,2T,3T,4T} = \frac{426 * 0}{2 * 0,16} = 0 \text{ N}$$

- Zatížení kombinované:

$$P_{comb} = P_{1,2,3,4} + P_{1T,2T,3T,4T} \quad (29)$$

$$P_{comb} = 200,0 + 0 = 200,0 \text{ N}$$

Obrázek 27 znázorňuje schéma zatížení na jednotlivé vozíky.



Obr. 27 Schéma zatížení pojezdu [36]

Podle podmínky:

$$P_{comb} > 2,8 * F_{pr} \quad (30)$$

$$200,0 < 2,8 * 190$$

$$200,0 < 532,0$$

není možné ve výpočtu ekvivalentního zatížení vynechat působení od předpětí a dále:

- Ekvivalentní zatížení:

$$F_{ekv} = \left(\frac{P_{comb}}{2,8 \cdot F_{pre}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} * F_{pre} \quad (31)$$

$$F_{ekv} = \left(\frac{200}{2,8 \cdot 190} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} * 190 = 306,7 \text{ N}$$

- Životnost na najeté metry:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{ekv}} \right)^3 * 10^5 = 3,07 * 10^9 \text{ otáček} \quad (32)$$

- Životnost na počet let:

$$L_{roky} = \frac{L}{s} = \frac{5,39 \cdot 10^{10}}{10^7} = 61348 \text{ let} \quad (33)$$

Vlivem malého zatížení pojezdu vycházejí životnosti vysoce předimenzované. Menší rozměry vedení však nejsou použity z důvodu využití profilové brzdy a doporučení stejných rozměrů kolejnice jako kuličkového šroubu.

6.1.3 Výpočty brzdného systému

Základní parametry

- Brzdící síla jedné brzdy: $F_N = 1000 \text{ N}$
- Výrobce: Bosch Rexroth
- Velikost brzdy: $d = 20 \text{ mm}$
- Doba reakce pneumatiky: $t_{pneu} = 0,016 \text{ s}$
- Doba reakce systému: $t_{sv} = 0,020 \text{ s}$
- Doba sepnutí brzdy: $t_{50} = 0,050 \text{ s}$
- Uvažovaná počáteční rychlost $v_0 = 30 \text{ mm} * s^{-2}$

Brždění v případě poruchy spojení kuličkové matice s přírubou

V případě rozpojení matice s přírubou dochází ke sjiždění pojezdu vlivem gravitační síly.

- Zrychlení hmoty:

$$a_{B1} = g * \sin(\alpha) = 9,81 \text{ m} * s^{-2} \quad (34)$$

$$a_{B1} = 9,81 * \sin(90^\circ) = 9,81 \text{ N}$$

- Čas a vzdálenost během reakce systému:

$$t_{sys} = t_{pneu} + t_{sv} + t_{50} \quad (35)$$

$$t_{sys} = 0,016 + 0,020 + 0,065 = 0,101 \text{ s}$$

$$s_{sys1} = v_0 * t_{sys} + \frac{1}{2} a_{B1} * t_{sys}^2 \quad (36)$$

$$s_{sys1} = 0,03 * 0,101 + \frac{1}{2} 9,81 * 0,101^2 = 53,1 \text{ mm}$$

- Maximální dosažená rychlost:

$$v_{brmax1} = v_0 + a_{B1} * t_{sys} \quad (37)$$

$$v_{brmax1} = 0,03 + 9,81 * 0,101 = 1,02 \text{ m} * \text{s}^{-1}$$

- Čas a vzdálenost během brždění systému:

$$t_{br1} = \frac{v_{brmax1}}{\frac{2 * F_N}{m_{poj}} - a_{B1}} \quad (38)$$

$$t_{br1} = \frac{1,02}{\frac{2 * 1000}{45} - 9,81} = 0,028 \text{ s}$$

$$s_{br1} = \frac{v_{brmax1}^2}{2 * (\frac{2 * F_N}{m_{poj}} - a_{B1})} \quad (39)$$

$$s_{br1} = \frac{1,02^2}{2 * \frac{2 * 1000}{45} - 9,81} = 14,4 \text{ mm}$$

- Celkový čas:

$$t_{c1} = t_{br1} + t_{sys} \quad (40)$$

$$t_{c1} = 0,028 + 0,101 = 0,13 \text{ s}$$

- Celková vzdálenost:

$$s_{c1} = s_{sys1} + s_{br1} \quad (41)$$

$$s_{c1} = 14,4 + 53,1 = 67,5 \text{ mm}$$

Brždění v případě poruchy hřídelové spojky

V případě rozpojení hřídelové spojky dochází při sjíždění pojezdu vlivem gravitační síly i k roztáčení šroubu přes matici, je třeba tak do výpočtu zahrnout redukovanou hmotnost od šroubu na pojezdovou osu.

- Redukovaná hmota:

$$m_{red} = m_{poj} + \frac{J_{KS}}{(\frac{s_{KS}}{2\pi})^2} \quad (42)$$

$$m_{red} = 45 + \frac{0,000137}{(\frac{0,005}{2\pi})^2} = 259,8 \text{ kg}$$

- Zrychlení hmoty:

$$a_{B2} = \frac{m_{poj} * g}{m_{red}} \quad (43)$$

$$a_{B2} = \frac{45 * 9,81}{259,8} = 1,64 \text{ m} * \text{s}^{-2}$$

- Čas a vzdálenost během reakce systému:

$$t_{sys} = t_{pneu} + t_{sv} + t_{50} \quad (44)$$

$$t_{sys} = 0,016 + 0,020 + 0,065 = 0,101 \text{ s}$$

$$s_{sys2} = v_0 * t_{sys} + \frac{1}{2} a_{B2} * t_{sys}^2 \quad (45)$$

$$s_{sys2} = 0,03 * 0,101 + \frac{1}{2} 1,64 * 0,101^2 = 11,41 \text{ mm}$$

- Maximální dosažená rychlost:

$$v_{brmax2} = v_0 + a_{B2} * t_{sys} \quad (46)$$

$$v_{brmax2} = 0,03 + 1,64 * 0,101 = 0,20 \text{ m} * \text{s}^{-1}$$

- Čas a vzdálenost během brždění systému:

$$t_{br2} = \frac{v_{brmax2}}{\frac{2 * F_N - a_{B2}}{m_{red}}} \quad (47)$$

$$t_{br2} = \frac{1,02}{\frac{2 * 1000}{259,8} - 1,64} = 0,032 \text{ s}$$

$$S_{br2} = \frac{v_{brmax2}^2}{2 * (\frac{2 * F_N - a_{B2}}{m_{red}})} \quad (48)$$

$$S_{br2} = \frac{1,02^2}{2 * \frac{2 * 1000}{259,8} - 1,64} = 3,17 \text{ mm}$$

- Celkový čas:

$$t_{c2} = t_{br2} + t_{sys} \quad (49)$$

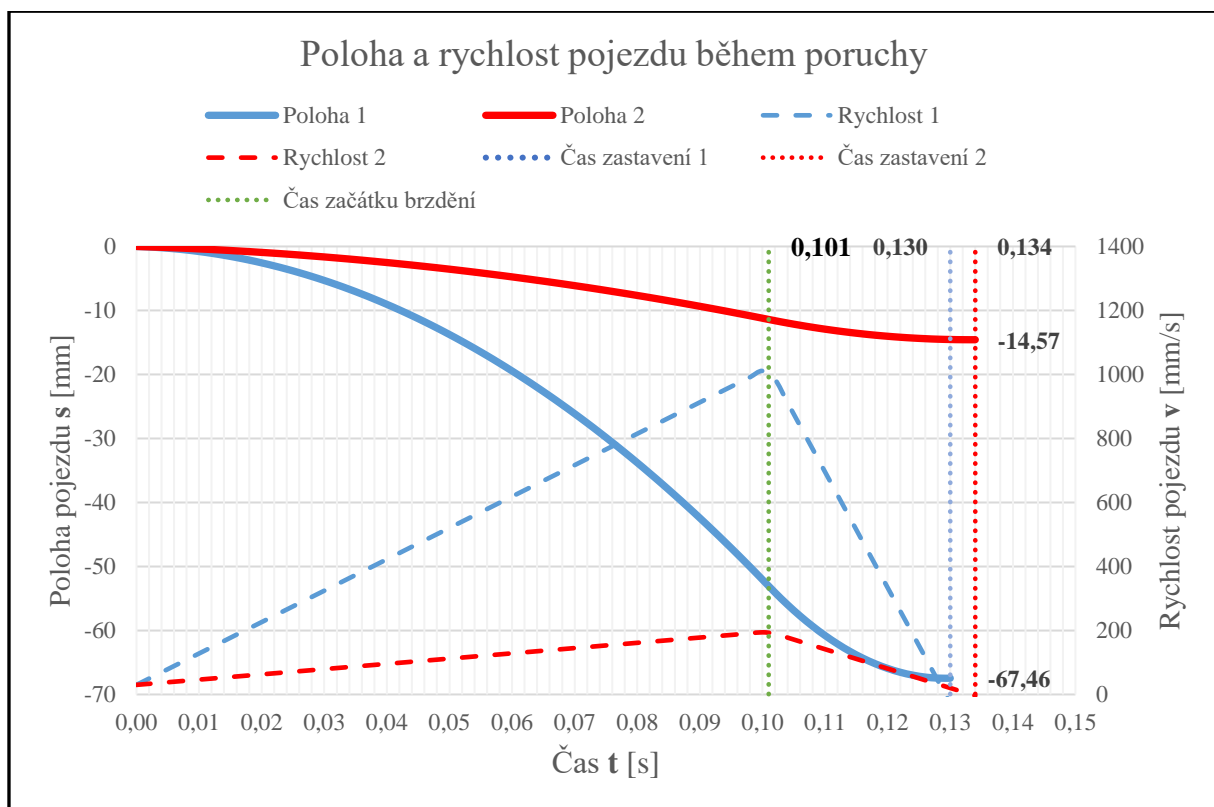
$$t_{c2} = 0,032 + 0,101 = 0,134 \text{ s}$$

- Celková vzdálenost:

$$S_{c2} = S_{sys2} + S_{br2} \quad (50)$$

$$S_{c2} = 11,41 + 3,17 = 14,57 \text{ mm}$$

Oba poruchové stavy mají téměř totožnou dobu do zastavení, avšak výrazně se liší ve vzdálenosti poklesu. U prvního stavu klesá pojezd s gravitačním zrychlením, u druhého je tíhová energie spotřebovávána na roztáčení kuličkového šroubu a zrychlení pojezdu je tak výrazně nižší. Průběh vzdáleností a rychlostí pojezdu během obou poruchových stavů, je znázorněn na obrázku 28.



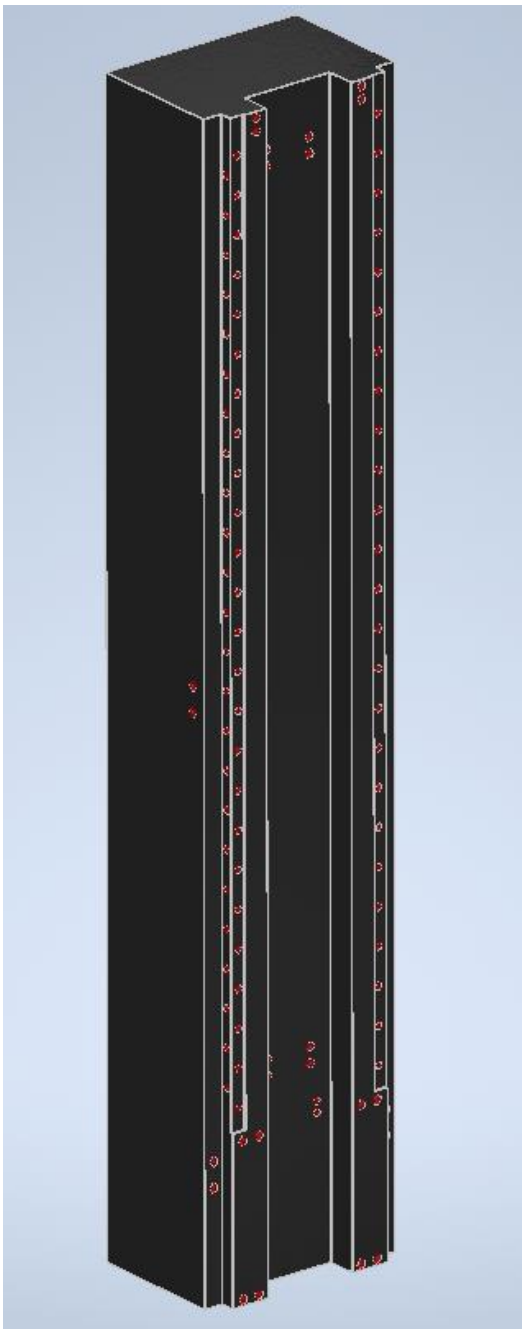
Obr. 28 Graf závislosti rychlosti a polohy pojezdu na čase během poruchy

6.2 Popis konstrukčních uzlů

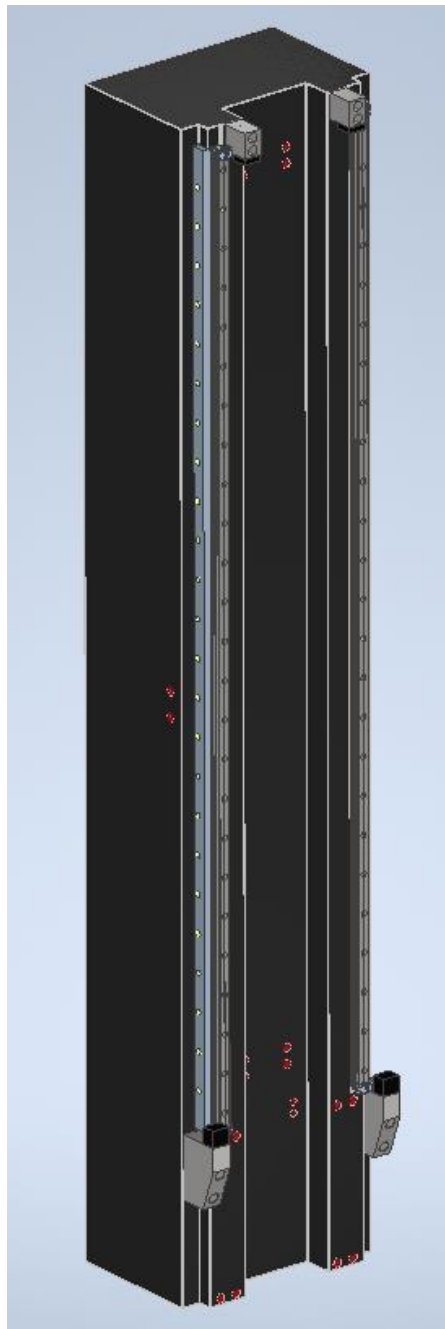
V následujících kapitolách jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly centroskopu. Jsou vyjmenovány základní principy konstrukce a uvedeny typy konstrukčních prvků se základními parametry.

6.2.1 Granitový základ

Základ lineární osy je tvořen granitovou deskou o základních rozměrech 243x340x1800 mm. Hmotnost základu je 360 kg, jedná se tak o nejhmotnější část zařízení, tvoří více jak polovinu celkové hmotnosti. Je uvažováno, že deska bude vytvořena specializovaným dodavatelem podle dodané dokumentace [40]. Na obrázku 29 je vyobrazen model základu se závitovými pouzdry. Obrázek 30 pak vyobrazuje základ s připevněnými kolejnicemi a dorazy



Obr. 29 Granitový základ s pouzdry



Obr. 30 Granitový základ s vedením

Závitová pouzdra

Montáž na granitovou desku vyžaduje použití speciálních závitových pouzder, která jsou vlepena do předvrtaných děr. Jsou použita pouzdra italské firmy Microplan (obrázek 31) a to ve dvou rozměrech M5 (vnější rozměr $\varnothing 11,8 \times 20$ mm) a M8 (vnější rozměr $\varnothing 14,8 \times 34$ mm). Menší pouzdra jsou použita k připevnění kolejnic vedení, pouzdra větší k montáži dorazů, stolu a jiných nosných částí. [41]

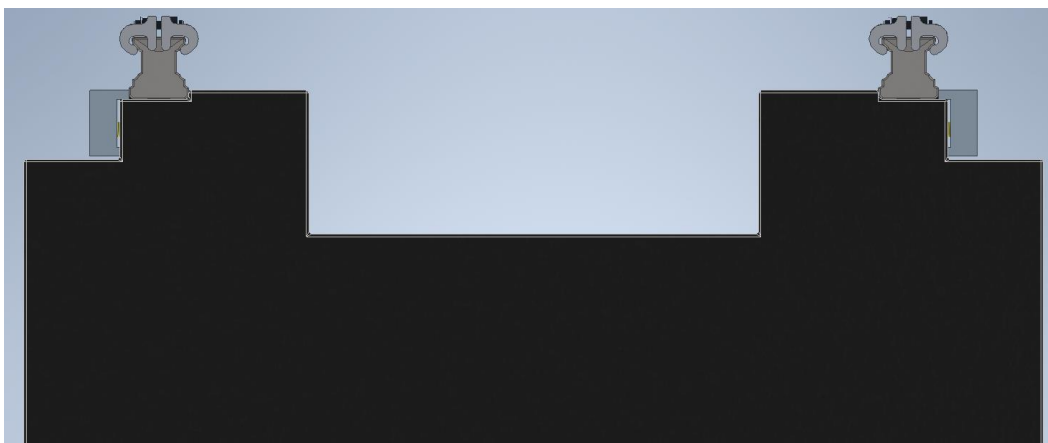


Obr. 31 Závitová pouzdra v různých velikostech od firmy Microplan [41]

Profilové kolejnice

K provedení lineárního vedení jsou použity kolejnice od výrobce Bosch Rexroth [37]. Jedná se o standardní provedení R1605 ze základní oceli se jmenovitým rozměrem 20 mm. Díry jsou v provedení pro montáž z vrchní strany. Tu pokrývá ocelová krycí páska připevněna úchytkami na koncích kolejnice. Délka jedné kolejnice je 1500 mm. Rozteč kolejnic je 250 mm. Je volena třída přesnosti P (vzdálenost od základu koleje po vrchní povrch vozíku je v toleranci $\pm 20 \mu\text{m}$, vzdálenost boční hrany koleje po boční stranu vozíku je $\pm 10 \mu\text{m}$).

Kolejnice jsou k základu připevněny šrouby přes závitová pouzdra. Zarovnání k referenčním hranám desky je provedeno podle doporučení výrobce pomocí přítlačné lišty s přečnívající hranou (obrázek 32). Lišta je dotahována šrouby.



Obr. 32 Princip uložení kolejnic, přes přítlačné lišty

V horní a spodní části kolejnic jsou umístěny dorazové bloky s pryžovými kostkami, které brání vykolejení pojezdu a také nárazu měřicího modulu do stolu. Spodní dorazové bloky jsou navrženy ve větších rozměrech tak, aby zastavily pojezd klesající vlivem tíhové síly (v případě, že by byl pojezd uvolněn ve vzdálenosti od stolu, která je menší než celková brzdící vzdálenost). Jak horní, tak spodní bloky slouží k uchycení krytování.

6.2.2 Polohovací systém

Mezi kolejnicemi je umístěn kuličkový šroub upevněný do ložiskových domků. Ze spodní strany je přes hřídelovou spojku napřímo spojen s pohonem. Elektromotor je k základu připevněn pomocí příruby.

Kuličkový šroub

- Výrobce: Bosch Rexroth [35]
- Typ: BAS
- Jmenovitý průměr: 20 mm
- Stoupání závitu: 5 mm
- Průměr hřídelí pro ložiska: 12 mm
- Průměr hřídele pro pohon: 10 mm
- Třída přesnosti: T3 (0,012 mm/300 mm)
- Délka závitu: 1350 mm
- Celková délka: 1445 mm

Matice kuličkového šroubu

- Výrobce: Bosch Rexroth
- Typ: FEM-E-B
- Průměr kuličky: 3 mm
- Počet cirkulací: 4
- Předpětí: C1 (290 N)
- Délka matice: 40 mm

Ložiskové domky

- Výrobce: Bosch Rexroth
- Typ domků: SEB-F (obrázek 33)
- Typ uložení: LAN (dotažení ložiska přes závit)
- Typ ložisek: LGN- (dvojřadé s kosoúhlým stykem do „O“)



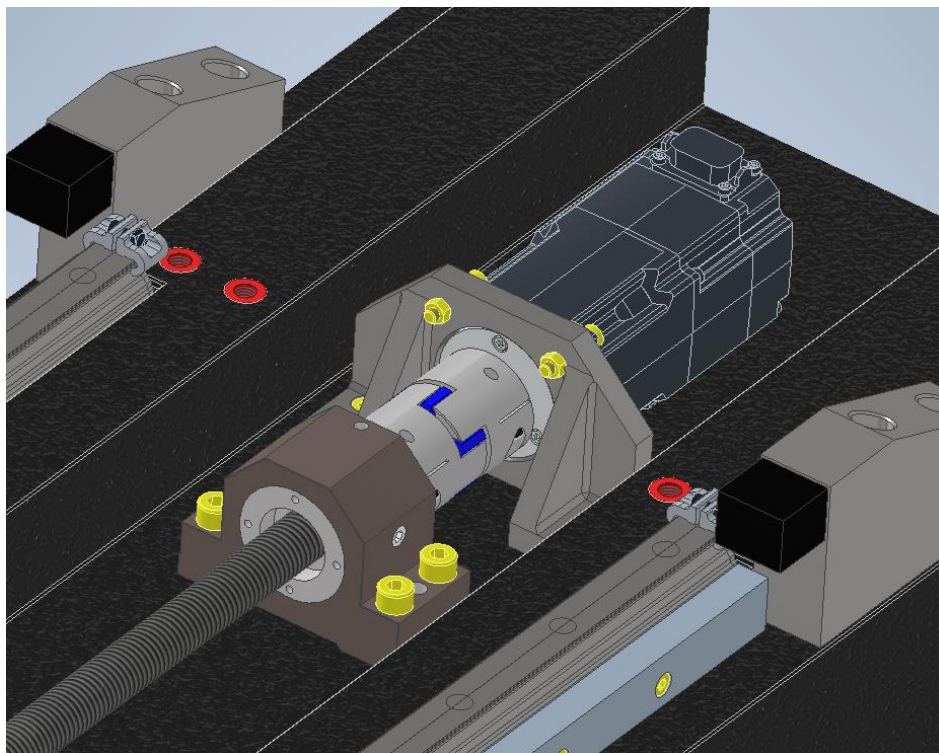
Obr. 33 Schéma ložiskového domku SEB-F od Bosch Rexroth [35]

Pohon

- Výrobce: Siemens
- Typ: Simotics-1FL2203-4AG11-0HC0 [42] (obrázek 34)
- Jmenovitý výkon: 0,4 kW
- Jmenovitý moment: 1,27 Nm
- Průměr hřídelí pro ložiska: 12 mm
- Moment setrvačnosti rotoru: 0,35 kg*cm²
- Průměr hřídele: 14 mm
- Brzda: Ano

Hřídelová spojka

- Výrobce: MISUMI
- Typ: CPJC40-BL-10-14 [43]
- Max. moment: 4,9 Nm
- Průměr 1: 10 mm
- Průměr 2: 14 mm
- Materiál spaceru: Polyuretan
- Moment setrvačnosti: 0,39 kg*cm²
- Průměr spojky: 40 mm
- Délka spojky: 66 mm

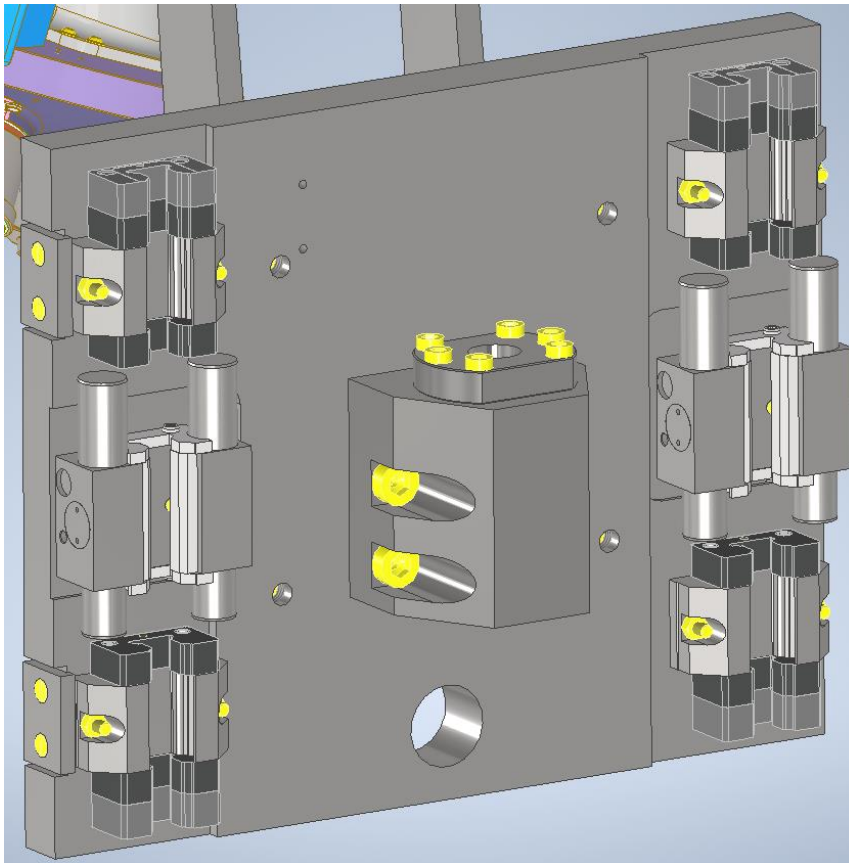


Obr. 34 Model pohonného ústrojí

6.2.3 Pojezd

Základ pojezdu je tvořen ocelovou deskou o rozměrech 320 mm x 260 mm. Přes předvrtané díry jsou k ní připevněny ze spodní strany vozíky na profilové vedení. Mezi vozíky je na každé straně umístěna profilová pneumatická brzda. Vozík a brzda mají rozdílnou výšku upínací plochy vůči profilu kolejnice. Rozdíl je vyřešen zafrézováním upínací plochy pro brzdu do desky. [37] [38]

Lícování desky vůči kolejnicím je řešeno pomocí přítlačných destiček z jedné strany, kdy jsou vozíky dotaženy vůči hraně a až následně upevněny na pevně z horní strany (na obrázku 35 se jedná o vozíky na levé straně). Vozíky na pravé straně jsou pak dotaženy na volno pouze z vrchní strany.



Obr. 35 Zadní strana pojezdu

Vozíky jsou stejně jako kolejnice voleny ve jmenovitém rozměru 20 mm. Jedná se o typ FKN R1663 od výrobce Bosch Rexroth. Přírubové provedení s průchozími dírami umožňuje připevnění vozíku z obou stran. Vozíky jsou z obou stran vybaveny těsníci elementy a vždy z jedné strany mazacím elementem. [37]

Brzdy jsou voleny od stejného výrobce, jmenovitý rozměr odpovídá kolejnicím. Jedná se o typ MBPS R1619 840 31. Umožňují jak upínání v pozici, tak nouzové brždění v případě poruchy. Brzdy pracují na pneumatickém principu v režimu bez vzduchu uzavřeno. Pojezd je tak možné provozovat pouze při přívodu tlakového vzduchu. Provozní tlak je v rozmezí 4,5-8 bar, přičemž pro tlak 6 bar výrobce deklaruje upínací sílu 1000 N. [38]

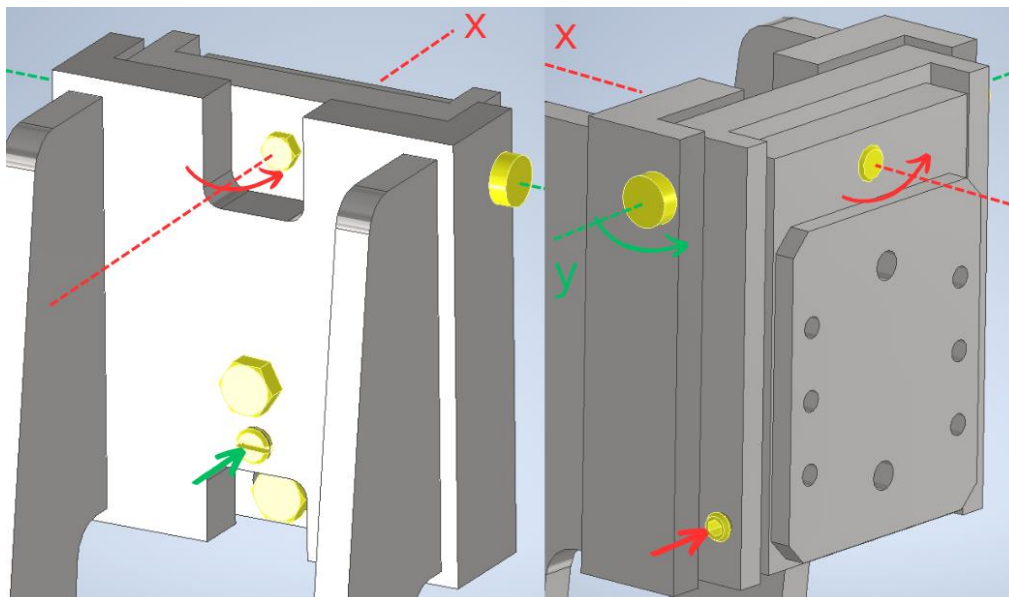
Ve střední části desky je umístěn domek pro připevnění matice kuličkového šroubu. Domek je připevněn pomocí 4 šroubů. Matice k domku pak pomocí 6 šroubů z vrchní strany.

Ve spodní části desky je umístěn otvor o průměru 30 mm, který slouží k přívodu stlačeného vzduchu do brzd a napojení snímače polohy.

Konzola měřicího modulu

Ze přední strany pojezdu je k základní desce připevněna pomocí šroubů konzola pro nesení měřicího modulu. Měřicí modul je vůči pojezdu posunut přibližně o 200 mm vzhůru. Důvodem je zachování rozsahu pojezdu 1200 mm za celkové výšky centroskopu 1900 mm.

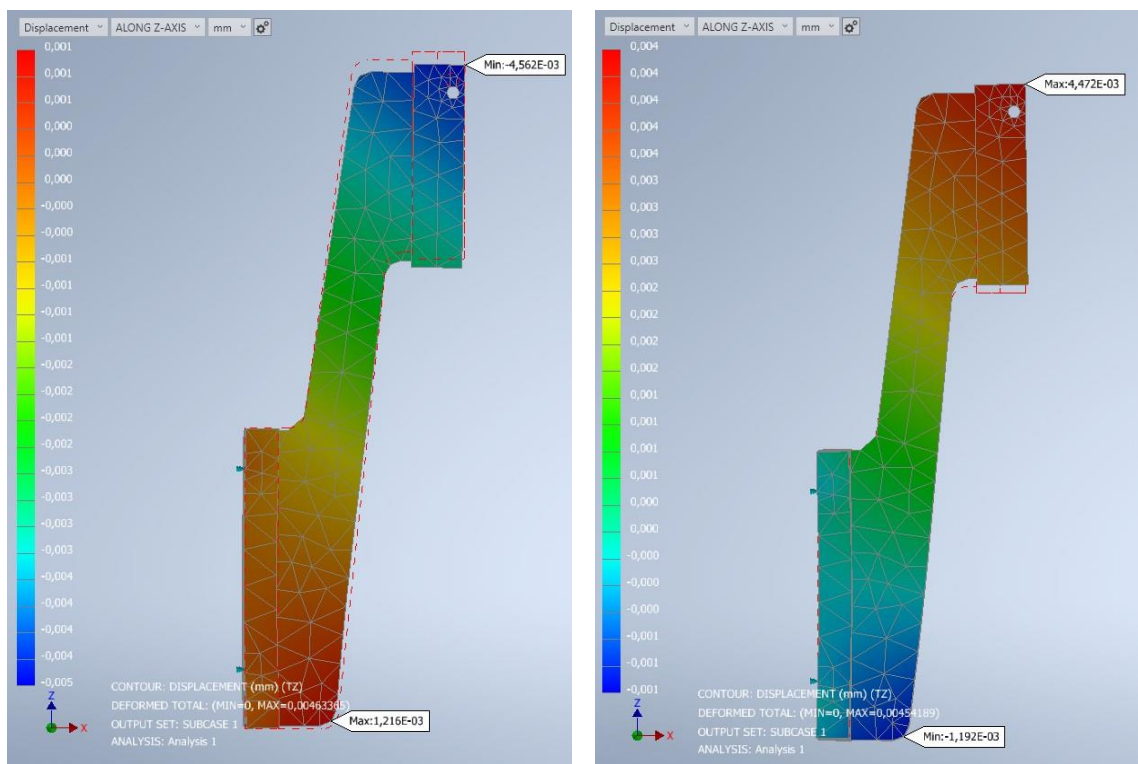
Nosnou konzolu tvoří plechový svařenec s výztuhou a justačním systémem o dvou stupních volnosti. Samotný měřicí modul autokolimátoru umožňuje vycentrovat optickou osu ve směru X a Y, justační systém pak řeší natočení kolem těchto os. Systém je tvořen pomocí dvou prvků tvaru U, kdy je nejprve umožněno natáčení v ose Y. Využívá se justačního šroubu na zadní straně konzoly, natočení se pak dotahuje šroubem nad justačním šroubem. Natáčení o ose X je justováno a zároveň dotahováno pomocí dvou šroubů po bočních stranách. K zamezení pohybu v ose Y (nedostatečná tuhost čepu) je použit šroub, který lze dotáhnout ze zadní strany. Princip justačního systému je znázorněn na obrázku 36.



Obr. 36 Princip justačního systému

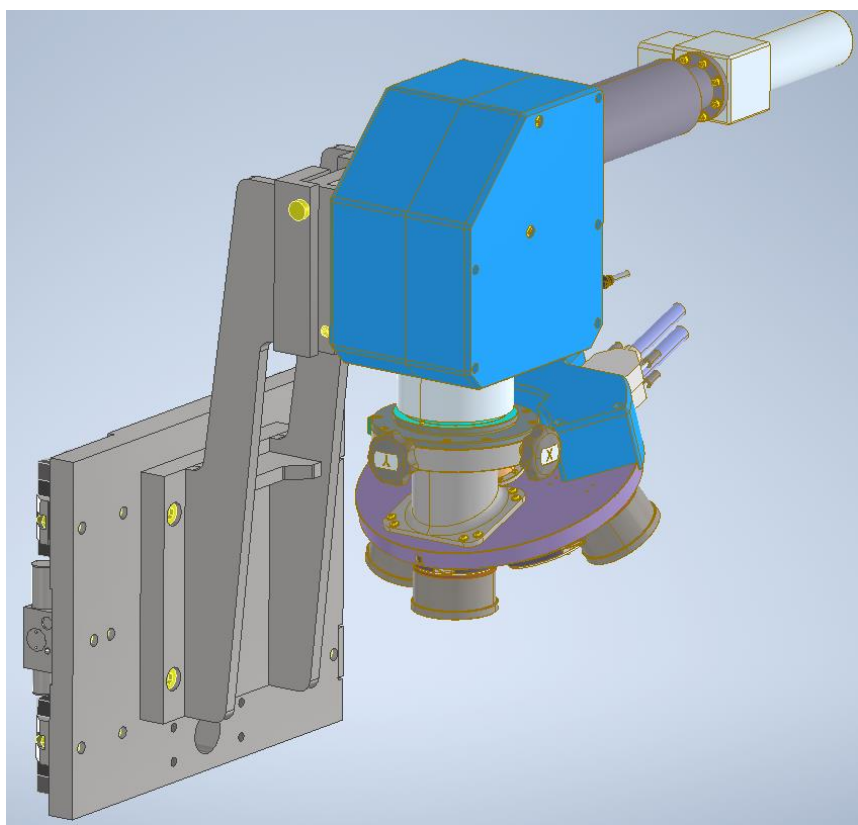
Z důvodu výšky konzoly byla provedena teplotní analýza v MKP programu Inventor Nastran. Cílem bylo zjistit, jak se může změnit výška měřicího modulu vůči stolu vlivem deformace konzoly. Ze zadání pracuje stroj v klimatizovaném prostředí se stálou teplotou $20\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$.

Model byl zafixován pomocí čtyř pevných vazeb omezujících všechny stupně volnosti v místech šroubových spojů základní desky konzoly. V rámci analýzy nebyly zahrnuty svary. Jednotlivé části byly spojeny pevným kontaktem. V první analýze byla snížena vnitřní teplota konzoly o 1 °C z 20 °C na 19 °C . Maximální posunutí ve vrchní části příruby konzoly je rovno hodnotě $4,6\text{ }\mu\text{m}$ v záporném směru osy z (směrem dolů). Ve druhé analýze byla teplota naopak zvýšena o 1 °C na hodnotu 21 °C . Maximální posunutí ve směru kladném k ose Z bylo rovno hodnotě $4,5\text{ }\mu\text{m}$. Deformace je vyobrazena na obrázku 37.



Obr. 37 Teplotní analýza konzoly -1°C (vlevo) a +1°C (vpravo)

Model autokolimátoru byl součástí zadání, je tak řešeno pouze jeho upnutí přes upínací plochu s otvory pro dva středící čepy a šest šroubů. Model kompletního pojezdu i s autokolimátorem je na obrázku 38. Hmotnost autokolimátoru je 13 kg.



Obr. 38 Pojezd s autokolimátorem

6.2.4 Odměrování polohy

Odměrování polohy je zajištěno pomocí absolutního přímého optického enkodéru od výrobce Renishaw. Jedná se o typ RESOLUTE™ Functional Safety. Čtecí hlava má rozměry 36 mm x 16,5 mm x 17,2 mm. V kombinaci s páskou stupnicí RELA30 je deklarována měřicí přesnost $\pm 1 \mu\text{m}$. Páska má rozměry 1,6 mm x 14,9 mm. Délka pásky je 1230 mm, přičemž funkční měřicí délka je 1220 mm. Páska je vyrobena ze slitiny oceli a niklu, která má nízkou teplotní roztažnost ($0,75 \pm 0,35 \mu\text{m/m/}^\circ\text{C}$). Odměrovací systém má bezpečnostní certifikaci a lze ho tak využít pro snímání překročení povoleného zrychlení a aktivaci brzdného systému.

Páska je umístěna podél pravé kolejnice na vyvýšené hraně granitové desky. Snímač je připevněn ze spodní strany p desce pojezdu přes držák tvaru L (obrázek 39). Díry pro uchycení jsou na držáku ve tvaru drážek. Lze tak mírně posouvat snímač jak ve směru X, tak ve směru Y a nastavit ho do vhodné vzdálenosti od pásky. Výrobce stanovuje vzdálenost čtecí hlavy od pásky v rozsahu $0,8 \pm 0,15 \text{ mm}$ a maximální vzájemné natočení $\pm 0,5^\circ$. [44]



Obr. 39 Umístění odměrovacího systému

6.2.5 Konzola stolu

Systém stolu je tvořen dvěma rameny, ke kterým je připevněna deska stolu. Její naklonění je možné korigovat pomocí justačních šroubů. Na desce stolu jsou pak umístěny komponenty, které stejně jako autokolimátor byly součástí zadání.

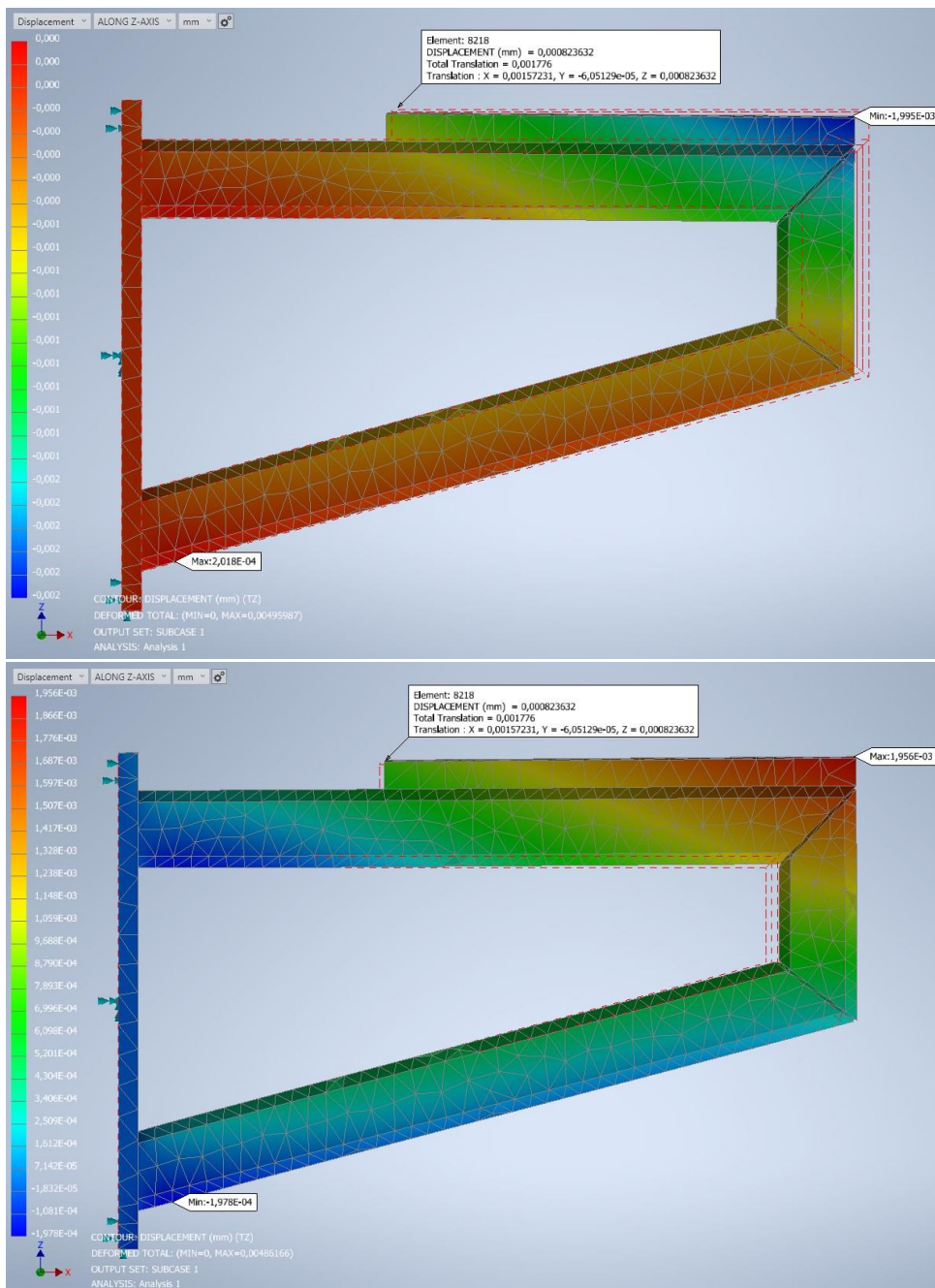
První z nich je rotační stůl RT150AU od výrobce LAB Motion System. Jedná se o vysoce přesný stůl na vzduchovém ložisku. Pro zachování garantovaných parametrů je požadována vysoká rovinnost na upínací plochu základové desky. Hmotnost stolu je 17 kg. [45]

Na rotačním stole je pak umístěna TT-XY platforma, výrobce není specifikován. Platforma umožňuje posuny a natočení v osách X a Y. Hmotnost platformy je 7 kg.

Jedno nosné rameno je tvořeno svařencem upínací desky a třemi tyčemi čtvercových profilů, přičemž k horní tyči je přivařena upínací lišta sloužící k upevnění a justáži desky stolu. Obě nosná ramena jsou identická.

Deska stolu je tvořena z čtvercového plechu o délce strany 235 mm. Leží na lištách nosných ramen, připevňují ji čtyři šrouby spolu se čtyřmi justačními šrouby, díky kterým lze základně korigovat naklonění stolu při montáži. K přesnému nastavení však slouží TT-XY platforma.

Stejně jako v případě konzoly modulu byla u nosného ramene provedena teplotní analýza pomocí MKP programu Inventor Nastran. Teplotní podmínky byly zvoleny obdobně, záporná a kladná změna teploty o 1°C. Rameno bylo zavazbeno čtyřmi pevnými vazbami v místě šroubových spojů. Spojení jednotlivých částí bylo provedeno přes tuhý kontakt. Byly tak vynechány svary. V případě snížení teploty o 1°C dochází v místě začátku upínací lišty k poklesu o 0,8 μm a na jejím konci o 2 μm. Ve střední části se pak jedná o pokles 1,4 μm. V případě nárůstu teploty dochází k posunu kladným směrem osy Z. Hodnoty jsou opačné oproti poklesu, střední část upínací lišty se posune vzhůru o 1,4 μm. Vizualizace analýzy je na obrázku 40.

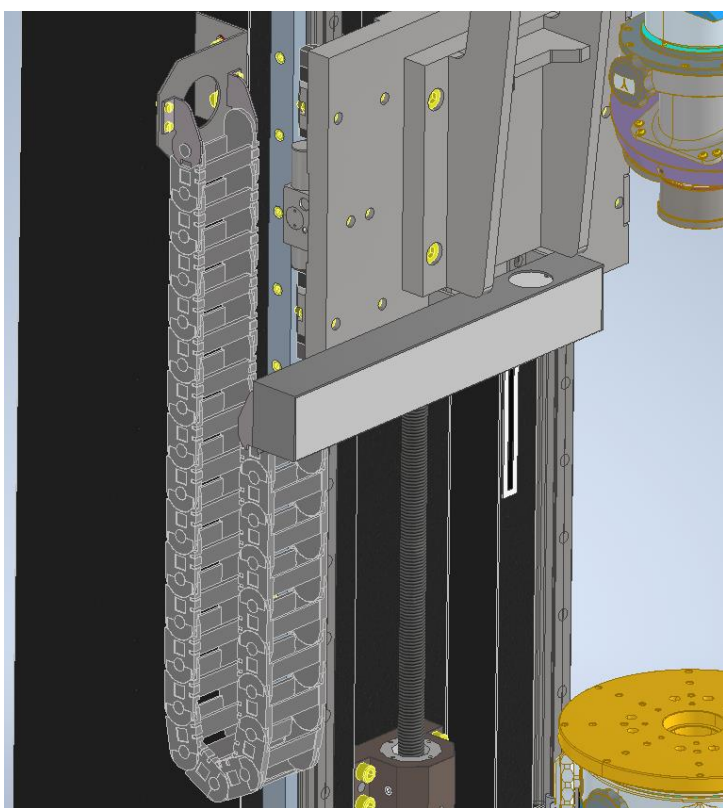


Obr. 40 Teplotní deformace ramene stolu -1°C (horní) a +1°C (spodní)

6.2.6 Přívod energií

Do pojezdu je třeba vést několik přívodů. Jde o napojení čtecí hlavy enkodéru, o přívody vzduchu do brzd a napájecí a datové napojení autokolimátoru. Všechny tyto kabely jsou sdruženy a vedeny v rámci jednoho energetického řetězce. Pro vedení řetězce v mezeře mezi granitovou deskou a pojezdem podél kuličkového šroubu není dostatek prostoru. Malý přínos z umístění řetězce pod pojezd by byl vykoupen velkým zvětšením rozměrů granitové desky a významným navýšením celkové hmotnosti.

Řetězec je umístěn na levé straně ve vnějším prostoru podél granitového základu (obrázek 42). Je využito energetického článkového řetězce ve visícím provedení od výrobce Igus. Je vybrána řada 1400 s vnitřní výškou 21 mm a šířkou 50 mm. Poloměr možného zakřivení řetězce je 35 mm. První konec řetězce je umístěn napevno ke granitové desce, druhý je připevněn k pojezdu přes ohýbaný U-profil. Profil pak je přišroubován k desce pojezdu v její spodní části na místě, kde se nachází otvor pro vedení médií do vnitřní strany pojezdu. [46]



Obr. 41 Systém přívodu energetického řetězce

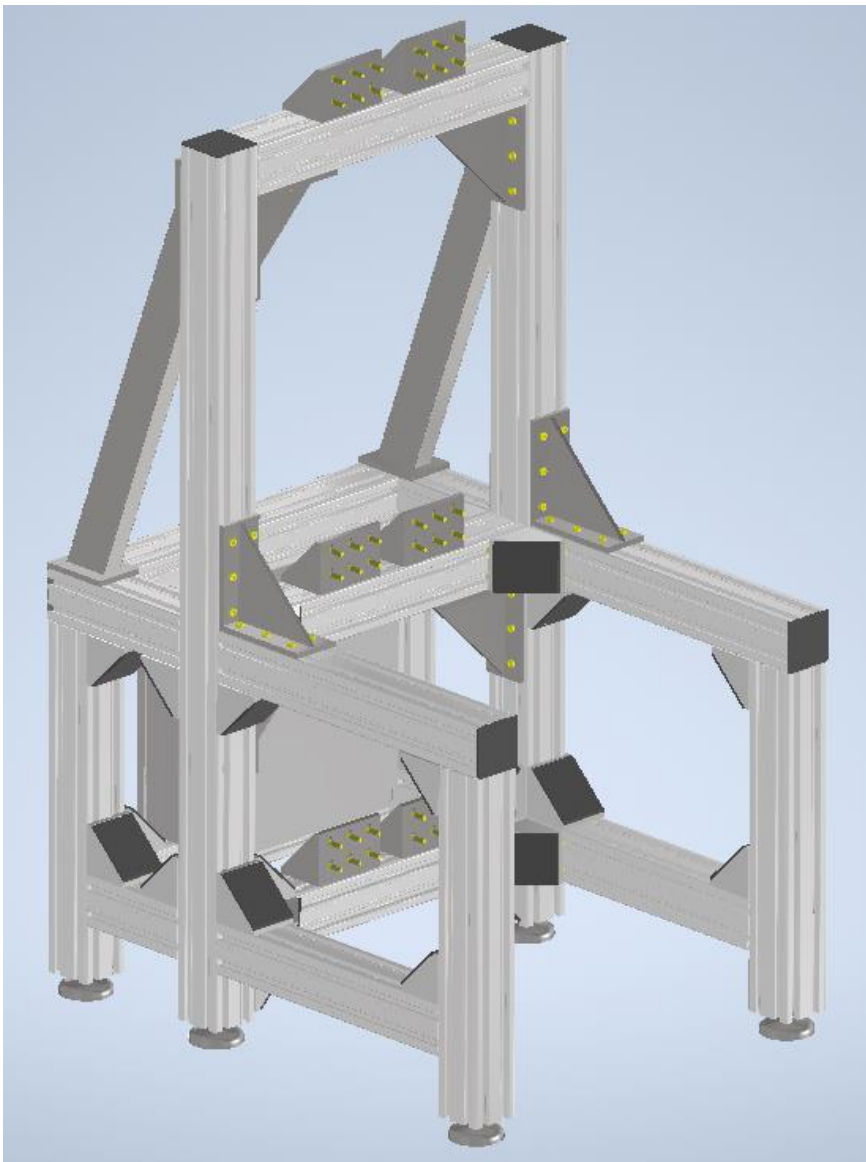
6.2.7 Krytování

Z důvodu splnění bezpečnostních požadavků a taky zamezení vniku nečistot do pohybových částí je pohybová osa vybavena krytováním. Krytování je složeno z nosných profilů a pouzder, která jsou umístěna na dorazech vedení. V pouzdrech vede horní a spodní krycí měch. Je využito tepelně svařovaného krycího měchu výrobce Hennlich. Díky nízké hmotnosti jsou tyto měchy vhodné pro svislou aplikaci. Šířka krycích měchů je omezena pouze na šířku nosné konzoly měřicího modulu. Zbylé části pojezdové desky jsou skryty pod podélnými ohýbanými plechy. Z vrchní strany je umístěn horní kryt k zalícování hran. V oblasti nosných konzol stolu je umístěn kryt, který kryje pohon. Tento kryt má i tepelnou funkci, jelikož zachytává tepelné záření od motoru, které by jinak mohlo negativně ovlivňovat konzoly stolu. V rámci krytu může být umístěn ventilátor, který umožňuje chlazení motoru.

6.2.8 Koncept nosného rámu

Konstrukce rámu není zadáním práce, avšak pro ucelenou představu o funkci a provozu zařízení je vytvořen základní koncept návrhu nosného rámu. Ke konstrukci je využito modulárního způsobu pomocí hliníkových extrudovaných profilů. Jsou využívány profily od výrobce Bosch Rexroth o jmenovitých rozměrech 90 mm x 90 mm se dvěma t-drážkami 10 mm na každé straně. Ke spojování jsou používány základní úhelníky pro daný jmenovitý rozměr využívající čtyři šrouby z každé strany a také speciální výstužné úhelníky, pro které jsou k profilu připojeny šrouby a t-lišty. Do volného prostoru mezi profily je navrženo umístění rozváděče pro elektrotechnické vybavení přístroje. Je využit model výrobce Rittal typu AX 1006.000 o vnějších rozměrech 380 mm x 380 mm x 210 mm. Kompletní model nosného rámu je znázorněn na obrázku 42. [47] [48]

Ke konstrukci jsou použity i nenormalizované součásti, které je třeba vyrobit speciálně k dané aplikaci. Jedná se o šest úhelníků ve střední části konstrukce, které slouží k připevnění granitové desky z její zadní strany. Dále pak jde o dvě úhlové výztuhy, které zpevňují v zadní části konstrukce vrchní část rámu.

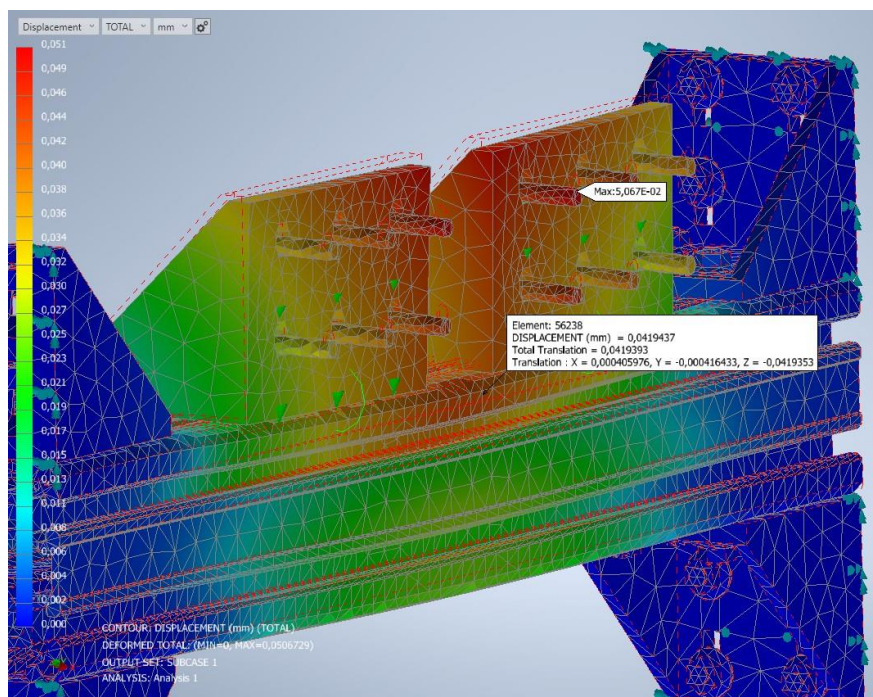


Obr. 42 Koncept nosného rámu

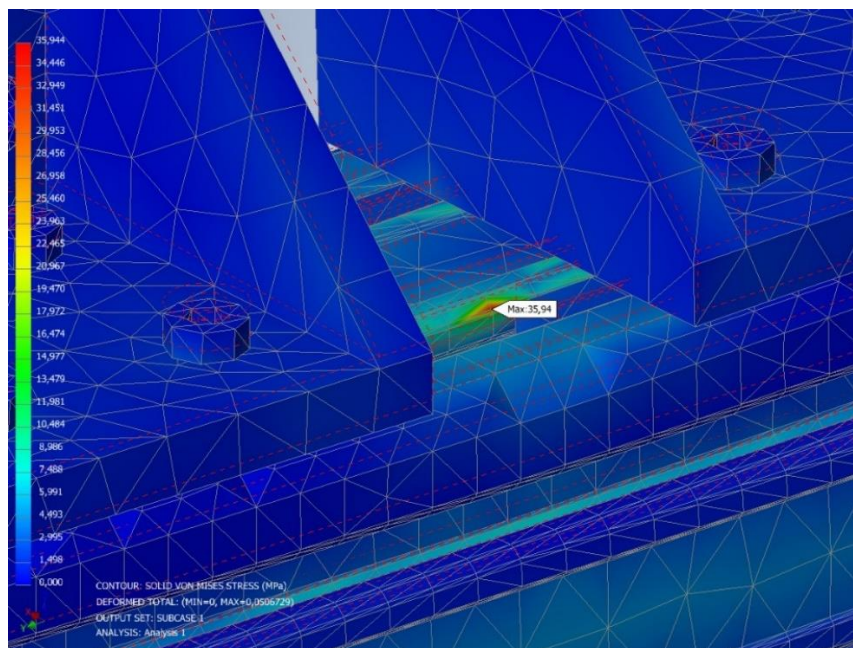
Kontrola zatížení spodního profilu

Při dimenzování rámu bylo uvažováno, že spodní příčný profil musí unést tíhu celé pohybové osy centroskopu. Úhelníky pro spojení profilů mají od výrobce deklarovanou únosnost, byly tak voleny pro odpovídající zatížení. Pro ověření možnosti provedení je pak proto zkoumáno napěťové působení přímo na profilový příčník. Využito je opět programu Inventor Nastran. Působení od osy centroskopu je převedeno na síly a moment působící na upínací úhelníky. U úhelníků držících profil je nastavena pevná vazba.

Na obrázku 43 je znázorněna deformace příčníku, maximální velikost průhybu v jeho střední části je 0,04 mm. Obrázek 44 představuje analýzu napětí v příčníku, maximální hodnota 35,9 MPa je přijatelná vzhledem k mezi kluzu hliníkové slitiny 6060-T4 110 MPa. [49]



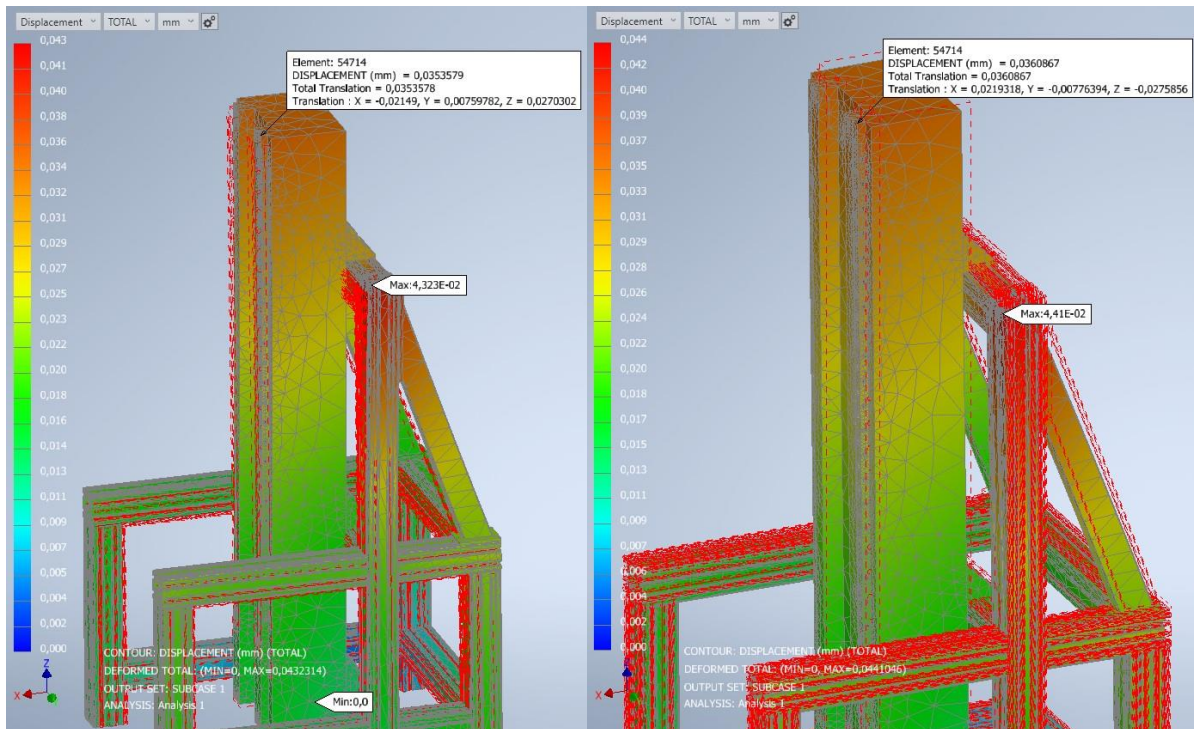
Obr. 43 Analýza deformace příčníku



Obr. 44 Analýza napětí příčníku

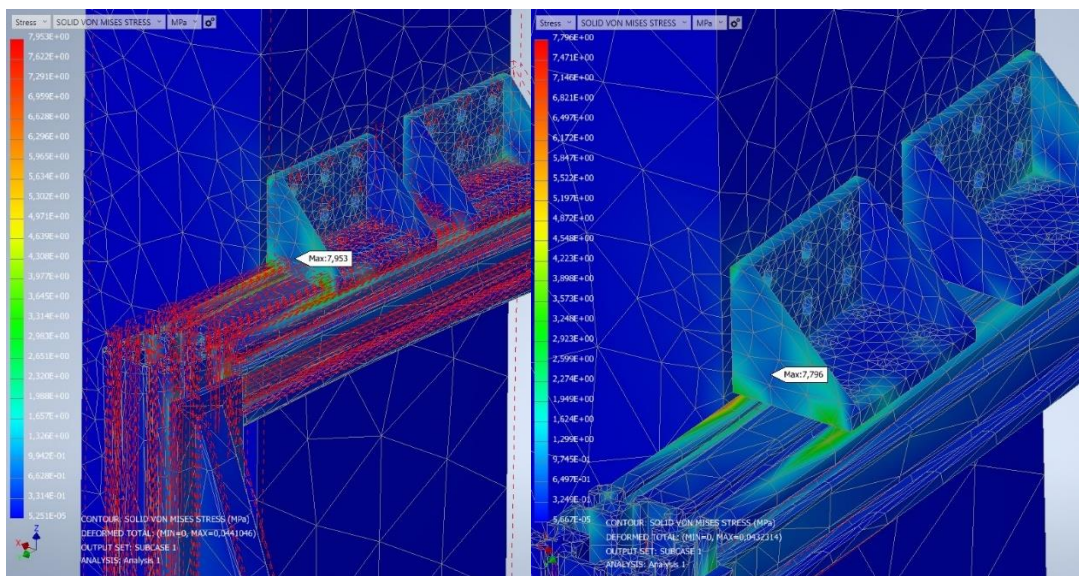
Kontrola teplotního zatížení

Koeficient teplotní roztažnosti hliníku ($\alpha_{Al} = 24 \cdot 10^{-6} [-]$) je zhruba třikrát větší než teplotní roztažnost granitu ($\alpha_{Gr} = 7,5 \cdot 10^{-6} [-]$). Z toho důvodu je provedena analýza teplotní deformace při nárůstu a poklesu teploty o 1°C Celsia. V případě poklesu teploty dochází k naklápění granitové desky v dopředném směru, přičemž v jeho horní části se jedná o posun 0,02 mm. Naopak nárůst teploty způsobuje naklopení směrem do konstrukce rámu, ve vrchním místě 0,02 mm. Deformace je znázorněna na obrázku 45. [50]



Obr. 45 Teplotní deformace rámu -1 °C (vlevo) a +1°C (vpravo)

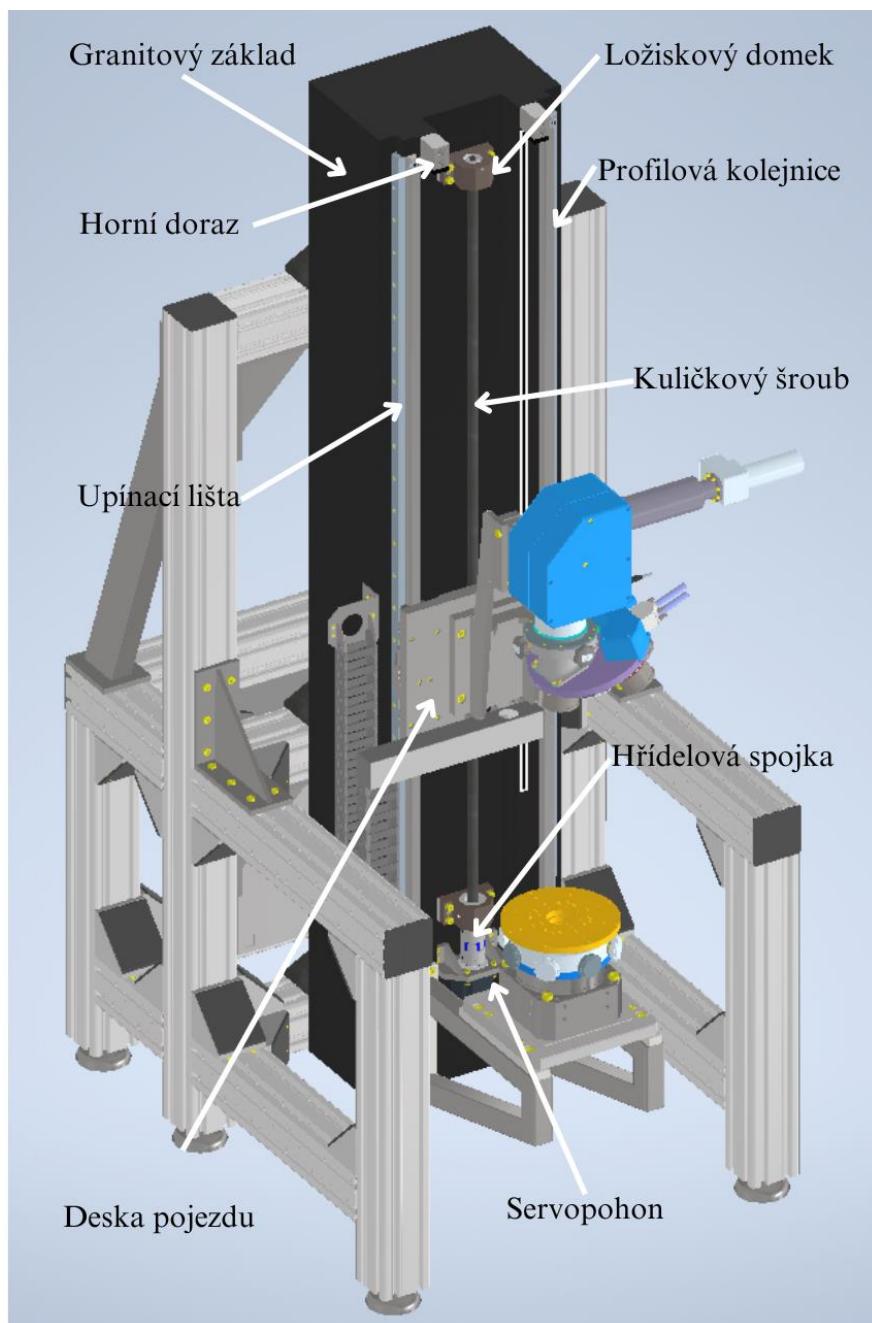
Při deformaci vlivem změny teploty nebyl zjištěna žádná výrazná oblast s vyšším působištem vnitřního napětí. Maximální hodnoty napětí (8 MPa) se nacházejí na příčných profilech v místech upínání ke granitové desce (obrázek 46)



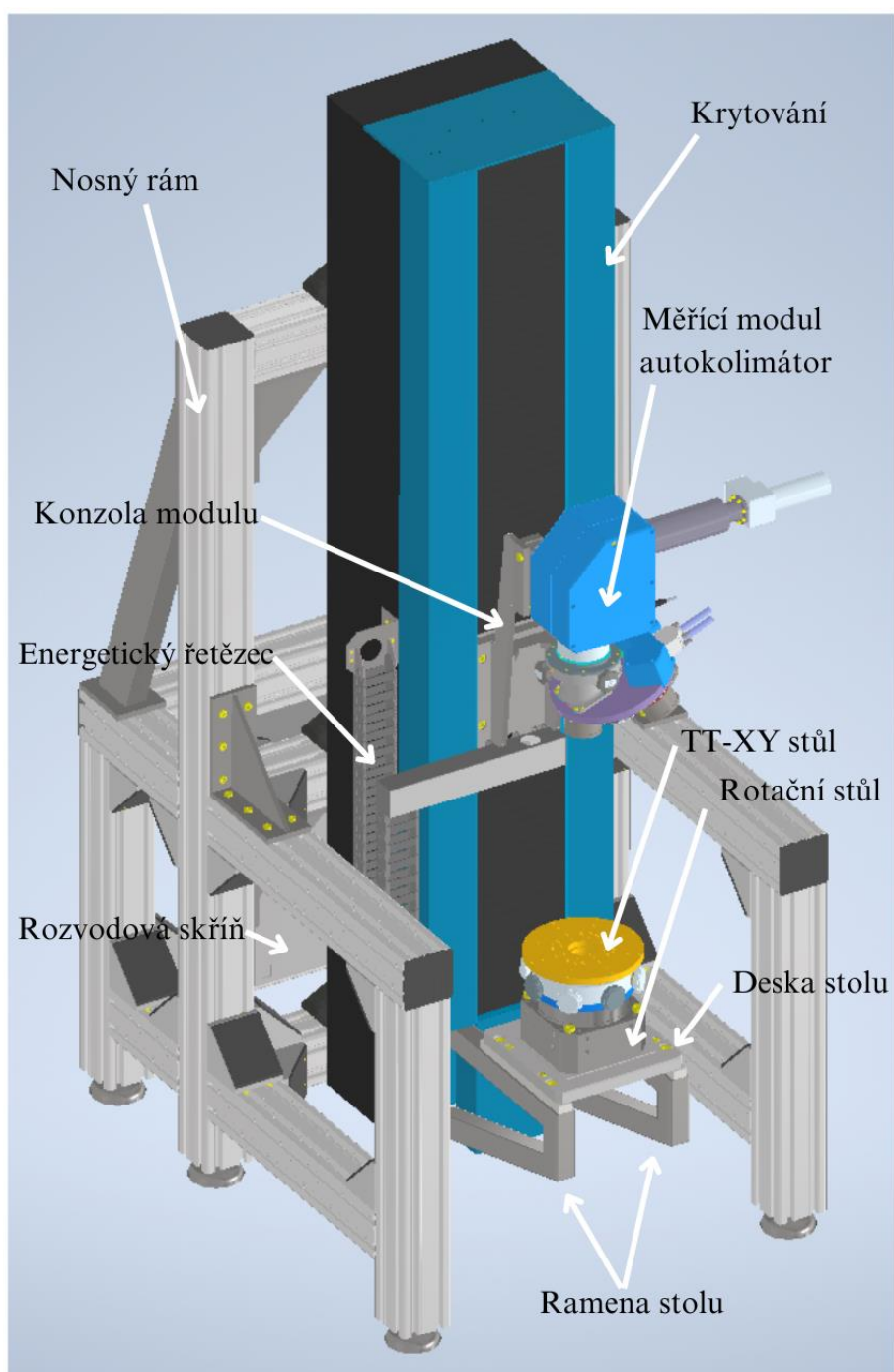
Obr. 46 Napětí v materiálu vlivem teplotní změny -1°C (vlevo) a +1°C (vpravo)

6.2.9 Vizualizace kompletního sestavení

Na obrázku 47 je znázorněn model centroskopu bez krytování, na obrázku 48 se pak jedná o kompletní sestavení i s modelem krytů. Celková hmotnost zařízení je 635 kg, přičemž se jedná pouze o váhu mechanických komponent vypočtenou softwarem. Není zahrnuta elektronická instalace a bezpečnostní prvky. Základní rozměry jsou 1900 mm x 1115 mm x 780 mm. Rozvodová skříň, kontrolér, pneumatická jednotka mohou být umístěny v prostoru ze zadní strany granitového základu v oblasti volného prostoru rámu.



Obr. 47 Model přístroje bez krytů



Obr. 48 Model přístroje s krytováním

6.2.10 Komentář k výkresové dokumentaci

Následuje komentář k přiložené výkresové dokumentaci, byl vytvořen výkres sestavy s kusovníkem, pět výkresů součástí a dva výkresy svarku.

Výkres sestavy s kusovníkem

Označení DP_100

Sestava zařízení je zobrazena bez krytování tak, aby byl umožněn pohled na všechny součásti. Základní pohled vyobrazuje osu centroskopu z přední pozice. Pravý pohled v řezu zobrazuje zejména pohybové ústrojí osy. Levý boční pohled poskytuje znázornění energetického řetězce a upínací lišty kolejnice. Příčný řez osou vyobrazuje princip uložení a upnutí profilových kolejnic. Znázorněny jsou také závitové inserty lepené do granitu.

Výkres součásti – Granitový základ

Označení DP_010

Důležitými povrchy jsou místa uložení kolejnic vedení. Jsou definovány geometrické tolerance od základen, Základna A je umístěna na ploše uložení kuličkového šroubu. Základna B je dána šířkou této kapsy, přičemž je se základnou A provázána přes toleranci kolmosti. Úložné plochy vedení jsou tolerovány od těchto základen. Polohy děr jsou řešeny pomocí staničních kót a symetrických tolerancí v obou směrech. Nejpřísněji tolerované jsou polohy děr pro upnutí kolejnic a upínacích lišt.

Výkres součásti – Deska pojezdu

Označení DP_020

Deska pojezdu zahrnuje velký počet děr pro více účelů. Díry jsou kótovány staničními kótami s osou souměrností. Upínací plochy pro kuličkové vozíky a brzdy jsou geometricky tolerovány vůči ploše umístění domku pro kuličkovou matici. Cílem je správný chod kuličkové matice vůči lineárnímu vedení.

Výkres součásti – Deska stolu

Označení DP_030

Deska stolu má speciální menší povrch pro uložení rotačního stolu, je tolerován na vysokou rovinnost kvůli požadavkům pro uložení stolu. Stejně tak jsou přesné díry pro upnutí stolu. U dalších otvorů již není vysoká přesnost vyžadována, jelikož slouží k ustavení desky stolu pomocí stavěcích šroubů.

Výkres součásti – Držák servopohonu

Označení DP_040

Držák je obroben z jednoho ocelového bloku. Geometricky definována je úložná plocha na granitovou desku a vůči ní kolmost upínací plochy pro servopohon. Umístění otvorů je základně symetricky tolerované. Je uvažováno dotažení do přesné polohy s ohledem na napojení servopohonu na kuličkový šroub.

Výkres součásti – Domek kuličkové matice

Označení DP_050

V případě domku je důležité umístění matice vůči desce pojezdu. Jako základna je tak brána upínací plocha na desce. Druhá základna je pak vytvořena v závislosti na první a jedná

se o otvor pro vložení matice. Plocha pro upnutí matice je tolerována přes kolmost vůči první základně, otvory pro upnutí využívají toleranci polohy vůči základnám.

Výkres svarku – Konzola měřicího modulu

Označení DP_060

Svarek konzoly je tvořen pěti díly. Z hlediska polohy je důležité umístění justační příruby vůči desce konzoly. Vyžadovány však nejsou přesné geometrické tolerance, jelikož pro nastavení autokolimátoru slouží justační systém.

Výkres svarku – Konzola stolu

Označení DP_070

Svarek je tvořen z pěti dílů. K desce jsou přivařeny pomocí koutového svaru čtvercové tyče, ty jsou vzájemně svařeny přes I svar. K horní tyči je přivařena upínací lišta, ta je tolerována přes kolmost vůči základní desce. Není vyžadována vysoká přesnost, jelikož k vystředění stolu dochází na základní úrovni pomocí justačních šroubů a při měření pomocí TT-XY stolu.

7 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

V závěrečné práci byl vytvořen konstrukční návrh pohybové osy pro zařízení centroskopu. Spolu s tím byl vytvořen i koncepční návrh nosného rámu. Výsledky práce byly průběžně konzultovány s pracovníky firmy, ve které je diplomový projekt zpracován. Konstrukční návrh byl posouzen jako proveditelný a bylo vzneseno několik poznatků, které jsou zmíněny v rámci této kapitoly. Zadáání práce zahrnovalo několik parametrů v oblasti celkových rozměrů, polohovatelné délky osy, hmotnosti a přesnosti vedení.

Základní koncept konstrukce vychází od centroskopů výrobců Trioptics a OptoAlignment. Zde se jedná zejména o využití granitového sloupu pro umístění vedení s cílem omezení deformace vlivem změny teploty a celkové stálosti. Dále se však koncept rozchází, jelikož je zadána polohovatelná délka svislé osy 1200 mm spolu s celkovou výškou stroje 1900 mm. Oba tyto parametry současně nespĺňuje žádný z nabízených centroskopů. Navíc je vyžadován prostor 350 mm pod rotačním stolem tak, aby mohl být v rámci modularity přidán i spodní autokolimátor. Tyto podmínky vedly autora ke koncepci zavěšení granitové desky na nosný rám a zvýšení polohy autokolimátoru vůči pojezdu pomocí nosné konzoly.

Výběr variant představoval volbu mezi použitím přímého nebo nepřímého pohonu, typu brzdy a materiálu nosného rámu. Varianta s nejlepším hodnocením multikriteriální analýzy využívala přímý náhon, profilovou brzdu a rám z modulárních hliníkových profilů. Přímý náhon přes hřídelovou spojku umožňoval zejména jednodušší provedení v oblasti granitové desky, kde mohl být motor umístěn přímo za kuličkový šroub. Servopohon je umístěn na spodní straně vedení. Využívá tak sice volný prostor mezi konzolami stolu, ale právě tyto konzoly může teplotně negativně ovlivňovat. Jako možnost se tak naskytovalo i umístění motoru z vrchní strany vedení, což by omezilo vliv na okolní součásti a umožnilo lepší odvětrávání. Naskytl by se však problém s celkovou výškou zařízení. Bylo proto využito spodní varianty s krytváním motoru a možným umístěním ventilátoru pro chlazení motoru.

Oblast výpočtů zahrnovala zejména návrh kuličkového šroubu a lineárního vedení spolu s brzdícím systémem. Průměr kuličkového šroubu byl volen podle doporučení na polohovatelnou vzdálenost. Jmenovité rozměry vedení pak vycházely z doporučení použít stejný rozměr jako kuličkový šroub. Při kontrole na zatížení a životnost byly výsledky jak u šroubu, tak vedení významně předimenzované. Důvodem je zejména malé zatížení osy a nízký roční nájezd. V případě profilové brzdy se navíc jednalo o nejmenší vyráběný rozměr. Ziskem však může být naopak dobrá tuhost. Použití menších rozměrů kuličkového šroubu a vedení by vyžadovalo podrobnější analýzu a také využití jiného typu brzdícího systému, např. tyčové brzdy. Zde by však bylo nutné promýšlet umístění tyče, jelikož paralelní umístění vedle šroubu by vyžadovalo větší prostor kapsy v desce, a tak i celkově větší rozměr šířky granitové desky. Přesnost chodu vedení byla splněna použitím příslušné třídy přesnosti (H). Stejně tak najetí do polohy pomocí absolutního přímého páskového snímače.

Systém stolu využívá nastavení desky stolu vůči konzolám pomocí čtyř stavěcích a čtyř upínacích šroubů. Jedné se o jednoduchou možnost základního posunutí a naklopení stolu ve dvou osách. Z hlediska praxe však hrozí deformace desky vlivem upnutí přes stavěcí šrouby. To může výrazně ovlivnit parametry přené plochy pro upnutí rotačního stolu na vzduchovém ložisku. Proto by bylo lepší zvážit jiný princip ustavení (např. troj-bodý systém na kuličkách, který by však již vyžadoval jinou koncepci stolu).

Ze zadání zařízení pracuje v místě se stálou teplotou $20\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$, jedná se tak o stálé prostředí. U pojezdu je však vyžadována stabilita v pozici $5\text{ }\mu\text{m}$. Jsou tak kontrolovány konzoly modulu a stolu na teplotní deformaci. Bylo zjištěna, že podmínka stability zůstane zachována, jelikož v případě oteplení či ochlazení v daném rozsahu nedojde k významné deformaci. Navíc dochází k deformaci ve stejném směru jak u konzol stolu, tak modulu, čímž se vzájemná vzdálenost kompenzuje. V případě vyšších rozsahů teplot by však bylo třeba provést podrobnější kompletní analýzu od působení teplotních změn.

Z hlediska celkového hodnocení představuje konstrukční návrh proveditelné zařízení, pro realizaci by však ještě bylo třeba zaměřit se na některé detaily a konstrukční uzly. Jedná se zejména o optimalizaci nosných konzol, či konzultaci se specializovaným výrobcem granitových desek ohledně vhodného provedení v oblasti přesnosti a technologie.

8 ZÁVĚR

V rámci závěrečné práce byl vytvořen konstrukční návrh lineární pohybové osy pro měřicí zařízení centroskop, které se používá v optické výrobě při montáži a justáži přesných optomechanických sestav. Návrh nosného rámu osy nebyl součástí zadání, avšak pro ucelenou představu o podobě zařízení byl vytvořen základní koncept a předběžné výpočty. Autor práci zpracovával podle zadání společnosti Meopta s.r.o.

První část práce představovala řešerši dané problematiky. Byly popsány oblasti využití centroskopů a jejich funkce a význam pro optický průmysl. Dále byl vysvětlen princip a stavba autokolimátoru užívaného jako hlavní část centroskopu. Následoval průzkum trhu na poli zařízeních odpovídajících parametrům zadání, čímž byly vyřazeny z průzkumu malé stolní centroskopy a došlo k analýze pouze oblasti centroskopů určených pro měření velkých sestav. Z důvodu vysoké specifičnosti zařízení byly identifikováni pouze dva výrobci, parametry jejich centroskopů byly porovnány se zadáním. Závěrem byl fakt, že žádný centroskop nesplňuje požadované parametry, a je tak přistoupeno ke vlastní konstrukci.

V další části byl proveden systémový rozbor u konstrukčních uzlů, které byly uvažovány jako součást navrhovaného zařízení. Výsledkem byla představa o základní koncepci zařízení s využitím granitové desky jako základu pro profilové valivé vedení s pohonem pomocí kuličkového šroubu a kuličkové matice. Odměřování mělo být přímé absolutní v kompaktním páskovém provedení. Některá provedení daných uzlů byla rozhodnuta až v rámci volby variant řešení. Jednalo se o způsob náhonu kuličkového šroubu, typ brzdícího systému a materiál rámu.

Výběr varianty pro konstrukci byl proveden pomocí multikriteriální analýzy. Hodnoceno bylo osm konstrukčních variant, které vznikly kombinací různých typů provedení výše zmíněných nevyjasněných konstrukčních uzlů. Finální varianta představovala řešení s přímým pohonem kuličkového šroubu, profilovými brzdami umístěnými mezi valivé vozíky a konstrukcí rámu z hliníkový modulárních profilů.

První částí samotné konstrukce bylo provedení potřebných výpočtů, jednalo se o návrh kuličkového šroubu a příslušného pohonu, návrh profilového vedení a pojezdu a také dimenzování brzdného systému. Výsledkem byla volba jak šroubu, tak vedení a brzd o jmenovitém rozměru 20 mm. Následovala volba dalších prvků jako hřídelové spojky, odměřovacího systému, energetického řetězce. V rámci zadání byly poskytnuty modely autokolimátoru, rotačního stolu a TT-XY stolu. K jejich umístění v systému byla provedena konstrukce nosných konzol s ohledem na technologičnost a využití normalizovaných prvků. Navrženo bylo také krytování. Zařízení bylo následně digitálně sestaveno pomocí programu Inventor. Pomocí jeho MKP nadstavby byly analyzovány některé prvky na deformaci vlivem změny teploty. Analýzy bylo využito i v rámci tvorby konceptu rámu, kde byla ověřena proveditelnost stavby z profilů 90 mm x 90 mm.

Kromě 3D vizualizace byla výstupem práce také výkresové dokumentace. Byl vytvořen výkres sestavení s kusovníkem a dále několik výrobních výkresů hlavních součástí, včetně dvou výkresů svařovaných dílů. V tomto momentě byly splněny všechny cíle závěrečné práce.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] TRIOPTICS. *High-precision centration test devices, alignment, cementing and bonding systems*. online. In: TRIOPTICS. Trioptics. 2023. Dostupné z: <https://trioptics.com/products/opticentric-lens-centration-and-alignment/#knowledge-base>. [cit. 2024-01-11].
- [2] TURNER, Trey; LACHAPELLE, Matt a KIRSCHNER, Roger. *Active Alignment Techniques Improve Lens Centering*. online. In: PHOTONICS MEDIA. Photonics Spectra. 2014. Dostupné z: https://www.photonics.com/Articles/Active_Alignment_Techniques_Improve_Lens_Centering/a56965. [cit. 2024-01-11].
- [3] GECKELER, Ralf D; JUST, Andreas; VASILEV, Valentin; PRIETO, Emilio; DVORÁČEK, František et al. Angle comparison using an autocollimator. online. *Metrologia*. 2018, roč. 55, č. 1, s. 4001. ISSN 0026-1394. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/0026-1394/55/1A/04001>. [cit. 2024-01-14].
- [4] RP PHOTONICS AG. *Autocollimators*. online. In: PASCHOTTA, Rüdiger. RP PHOTONICS AG. RP Photonics Encyclopedia. 2019. Dostupné z: <https://doi.org/10.61835/b3p>. [cit. 2024-01-16].
- [5] TRIOPTICS. *TriAngle*. online. In: TRIOPTICS. Trioptics. 2023. Dostupné z: <https://trioptics.com/products/triangle-electronic-autocollimators/#>. [cit. 2024-01-16].
- [6] OPTO-ALIGNMENT TECHNOLOGY, INC. *Alignment*. online. In: OPTO-ALIGNMENT TECHNOLOGY, INC. Opto Alignment. 2023. Dostupné z: <https://www.optoalignment.com/alignment-solutions>. [cit. 2024-01-18].
- [7] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. 4. Praha: MM publishing, s.r.o, 2018. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [8] SMOLÍK, Jan; LYSÁK, Pavel; HOVORKA, Jiří; DIVIŠ, Ivan a LAŠOVÁ, Václava. Stavba nosných soustav. online. In: *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2009, s. 93-102. ISBN 978-80-904077-2-5. Dostupné z: <https://forum.strojirenstvi.cz/download/file.php?id=48963>. [cit. 2024-01-19].
- [9] WIKIPEDIA. Žula. online. In: WIKIPEDIA. *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%BDula>. [cit. 2024-01-19].
- [10] PLANOLITH GMBH. *Components for special purpose engineering*. online. In: PLANOLITH GMBH. PLANOLITH GmbH. 2023. Dostupné z: <https://www.planolith.de/en/products/special-purpose-engineering/>. [cit. 2024-01-19].
- [11] PRIMAPOL-METAL-SPOT S.R.O. *Hliníkové slitiny*. online. In: PRIMAPOL-METAL-SPOT S.R.O. Primapol. c2017-2024. Dostupné z: <https://www.primapol.cz/produkty/hlinik/>. [cit. 2024-02-19].
- [12] LIAONING EO TECHNOLOGIE CO., LTD. *Co je extrudovaný hliníkový profil*. online. In: LIAONING EO TECHNOLOGIE CO., LTD. EO Aluminium. 2024. Dostupné z: <http://m.cz.eo-aluminum.com/info/what-is-extruded-aluminum-profile-55407044.html>. [cit. 2024-02-19].

- [13] SHARPLAYERS S.R.O. *Výhody hliníkových profilů oproti svařovaným konstrukcím.* online. In: SHARPLAYERS S.R.O. Sharplayers. 2024. Dostupné z: <https://eshop.sharplayers.cz/a/lehkost-a-trvanlivost-proc-volit-hlinikove-profily>. [cit. 2024-02-19].
- [14] FM SYSTEME FÖRDER- UND MONTAGETECHNIK SCHMALZHOFFER GMBH. *FM Systeme.* online. In: FM SYSTEME FÖRDER- UND MONTAGETECHNIK SCHMALZHOFFER GMBH. FM Systeme. 2024. Dostupné z: <https://www.fm-systeme.de/en/nc/products/aluminium-profiles/>. [cit. 2024-02-19].
- [15] *Obrábecí stroje: PRAKTICKÝ POHLED – LINEÁRNÍ NEBO KLUZNÉ VEDENÍ.* online. 1. TDZ Turn, s. r. o., 2013.
- [16] SLS BEARINGS (S) PTE LTD. *Linear Guide Explained: Understanding Linear Motion Systems.* online. In: SLS BEARINGS (S) PTE LTD. SLS. 2023. Dostupné z: <https://www.slsbearings.com/sg-en/blog/linear-guide-explained-understanding-linear-motion-systems>. [cit. 2024-01-23].
- [17] STACH, Eduard; SILUTKA, Matěj a MAREŠ, Martin. *Hydrostatická vedení obráběcích strojů.* online. In: MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. MM Průmyslové spektrum. c2001-2024. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydrostaticka-vedeni-obrabecich-stroju>. [cit. 2024-01-23].
- [18] [HTTPS://WWW.SCHAEFFLER.COM/EN/](https://www.schaeffler.com/en/). *Hydrostatic compact guidance system.* online. In: [HTTPS://WWW.SCHAEFFLER.COM/EN/](https://www.schaeffler.com/en/). Schaeffler. 2024. Dostupné z: <https://www.schaeffler.com/en/media/media-library/downloadcenter-detail-page.jsp?id=3500636>. [cit. 2024-02-07].
- [19] EKINCI, T. Onat; MAYER, J.R.R. a CLOUTIER, Guy M. Investigation of accuracy of aerostatic guideways. online. *International Journal of Machine Tools and Manufacture.* 2009, roč. 49, č. 6, s. 478-487. ISSN 1879-2170. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.1016/j.ijmachtools.2009.01.001>. [cit. 2024-01-23].
- [20] LI, Changyou; XU, Mengtao; SONG, Wenjun a ZHANG, Hongzhuang. A review of static and dynamic analysis of ball screw feed drives, recirculating linear guideway, and ball screw. online. *International journal of machine tools & manufacture.* 2023, roč. 188, s. 104021. ISSN 0890-6955. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2023.104021>. [cit. 2024-02-07].
- [21] JOYCE/DAYTON CORP. *Bearing Blocks.* online. In: JOYCE/DAYTON CORP. Joyce. 2022. Dostupné z: <https://joycedayton.com/products/screws-and-nuts/bearing-blocks>. [cit. 2024-02-07].
- [22] ANSELMO, Mike. *How do Rack-and-Pinion Drives Stack up Against Other Linear Motion Systems?.* online. In: ENDEAVOR BUSINESS MEDIA. MachineDesign. 2024. Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21831764/how-do-rackandpinion-drives-stack-up-against-other-linear-motion-systems>. [cit. 2024-02-07].
- [23] SERVOTAK. *Zero-Backlash Rack-Pinion-Gearbox.* online. In: SERVOTAK. Servotak. c1998-2024. Dostupné z: <https://www.servotak.eu/products/rack-pinion-systems/zero-backlash-rack-pinion-gearbox-systems>. [cit. 2024-02-07].
- [24] AEROTECH, INC. *Aerotech.* online. c1994-2024. Dostupné z: <https://www.aerotech.com/>. [cit. 2024-01-23].

- [25] BMC_TECH. *Bezpečnostní brzdy pro provoz pod svislými osami*. online. In: BMC_TECH. BMC_Tech. 2024. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/blog/b5-bezpecnostni-brzdy-pro-provoz-pod-svislymi-osami>. [cit. 2024-02-02].
- [26] DRIVESWEB. *Intelligent safety for vertical axes*. online. In: DRIVESWEB. Drivesweb. c2020-2024. Dostupné z: <https://www.drivesweb.com/drivesweb-newsletter-no-1/intelligent-safety-for-vertical-axes-1>. [cit. 2024-02-02].
- [27] MARK ALLEN. *Linear brakes for vertical axes*. online. In: MARK ALLEN. The Engineer. 2024. Dostupné z: <https://www.theengineer.co.uk/content/product/linear-brakes-for-vertical-axes/>. [cit. 2024-02-02].
- [28] KOPAL, Miroslav. *Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost*. online. In: MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. MM Průmyslové spektrum. 2013. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost>. [cit. 2024-02-01].
- [29] HEIDENHAIN. *LC 100 series*. online. In: HEIDENHAIN. HEIDENHAIN. 2024. Dostupné z: <https://www.heidenhain.us/products/linear-encoders/sealed-linear-encoders/lc-100-series/>. [cit. 2024-02-19].
- [30] MEGATRON, S.R.O. *Princi měření lineárních senzorů*. online. In: MEGATRON, S.R.O. Megatron. 2024. Dostupné z: <https://www.megatron.cz/kategorie/senzorika/linearni-snimace-polohy/magneticke-snimace>. [cit. 2024-02-01].
- [31] COROLL S.R.O. *Domazávací jednotky*. online. In: COROLL S.R.O. Coroll. 2024. Dostupné z: <https://www.coroll.cz/domazavaci-jednotky.html>. [cit. 2024-02-01].
- [32] HENNLICH S.R.O. *ENERGETICKÉ ŘETĚZY E-CHAIN*. online. In: HENNLICH S.R.O. HENNLICH. 2023. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/lin-tech/energeticke-retezy-e-chain/>. [cit. 2024-02-01].
- [33] MAREK, Jiří. *Systémový přístup a rozhodování v konstrukčním procesu: Metodika brněnské konstrukční školy*. online. 1. vydání. Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, 2021.
- [34] MAREK, Jiří. *Základní společné stavební uzly CNC obráběcích strojů: Lineární posuvové soustavy*. online. 2022.
- [35] BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. *Šroubové pohony*. online. In: BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. Rexroth A Bosch Company. c2014-2024. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/produkty/skupiny-produktu/linearni-technika/temata/sroubove-pohony/>. [cit. 2024-05-10].
- [36] AMPO S.R.O. *Lineární technika*. online. In: AMPO S.R.O. AMPO. 2023. Dostupné z: <https://www.ampo.cz/pmi>. [cit. 2024-05-10].
- [37] BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. *Kuličková vedení Vysoká přesnost*. online. In: BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. Rexroth A Bosch Company. c2014-2024. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Line%C3%A1rn%C3%AD-technika/Line%C3%A1rn%C3%AD-veden%C3%AD/Kuli%C4%8Dkov%C3%A1-veden%C3%AD-Vysok%C3%A1-p%C5%99esnost?cclcl=cs_CZ. [cit. 2024-05-10].
- [38] BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. *Upínací a brzdové prvky*. online. In: BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. Rexroth A Bosch Company. c2014-2024. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Line%C3%A1rn%C3%AD-technika/Line%C3%A1rn%C3%AD-veden%C3%AD/Up%C3%ADnac%C3%AD-a-brzdn%C3%A9-prvky?cclcl=cs_CZ. [cit. 2024-05-10].

- [39] CHR. MAYR GMBH + CO. KG. *ROBA®-guidestop*. online. In: CHR. MAYR GMBH + CO. KG. Mayr. 2024. Dostupné z: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgiclfefindmkaj/https://www.mayr.com/produkte/dokumentationen/bremsen/roba-guidestop/p_380000_v10_en_24_08_2023.pdf. [cit. 2024-05-10].
- [40] MICROPLAN® GROUP. *Special granite structures and machine bases according to drawing*. online. In: MICROPLAN® GROUP. Microplan. c1976-2022. Dostupné z: https://microplan-group.com/en/negozio/granites-according-to-drawing/granites-according-to-drawing/#. [cit. 2024-05-14].
- [41] MICROPLAN® GROUP. *Threaded inserts on granite*. online. In: MICROPLAN® GROUP. Microplan. c1976-2022. Dostupné z: https://microplan-group.com/en/negozio/accessories/inserti-filettati-e-boccole-su-granito-2/. [cit. 2024-05-14].
- [42] SIEMENS. *1FL2203-4AG00-OHC0*. online. In: SIEMENS. Siemens. c1996-2024. Dostupné z: https://mall.industry.siemens.com/mall/KO/KR/Catalog/Product/?mlfb=1FL2203-4AG00-OHC0. [cit. 2024-05-14].
- [43] MISUMI CORPORATION. *Flexible Couplings - For high torque and vibration absorption. (Part Numbers)*. online. In: MISUMI CORPORATION. MiSUMi. 2024. Dostupné z: https://mx.misumi-ec.com/en/vona2/detail/110300125940/?Tab=codeList. [cit. 2024-05-14].
- [44] RENISHAW PLC. *RESOLUTE™ absolute encoder system with RELA30 linear scale*. online. In: RENISHAW PLC. Renishaw. c2001-2024. Dostupné z: https://www.renishaw.com/en/resolute-absolute-encoder-system-with-rela30-linear-scale--10935. [cit. 2024-05-14].
- [45] LAB MOTION SYSTEM. *RT150AU*. online. In: LAB MOTION SYSTEM. LAB Motion System. 2024. Dostupné z: https://www.labmotionsystems.com/product/rt150au/. [cit. 2024-05-14].
- [46] IGUS. *1400 series | Openable from both sides along the inner radius | Inner height: 21mm*. online. In: IGUS. Igus motion plastics. 2024. Dostupné z: https://www.igus.cz/product/series-1400?artnr=1400.050.035.0. [cit. 2024-05-14].
- [47] BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. *Podpěrný profil*. online. In: BOSCH REXROTH, SPOL. S R.O. Rexroth A Bosch Company. 2014-2014. Dostupné z: tore.boschrexroth.com/Montážní-technika/Základní-mechanické-prvky/Profily-a-příslušenství/Podpěrný-profil?cclcl=cs_CZ. [cit. 2024-05-14].
- [48] RITTAL S.R.O. *Kompaktní rozváděčová skříň AX Nerez ocel*. online. In: RITTAL S.R.O. Rittal - The System. 2024. Dostupné z: https://www.rittal.com/cz-cs/products/PG0002SCHRANK1/PG0021SCHRANK1/PGRP30564SCHRANK1/PRO70850?variantId=1006000. [cit. 2024-05-21].
- [49] *6061 ALUMINIUM ALLOY*. online. In: FERGUSON PERFORATING COMPANY. 2024. Dostupné z: https://www.fergusonperf.com/the-perforating-process/material-information/specialized-aluminum/6061-aluminium-alloy/. [cit. 2024-05-21].
- [50] *Lineární teplotní roztažnost materiálů*. online. In: E-konstrukter. 2024. Dostupné z: https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/linearni-teplotni-roztaznost-mateialu. [cit. 2024-05-21].

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam zkratek

KŠM	Kuličkový šroub a matice
MKP	Metoda konečných prvků
TT-XY stůl	Stůl se čtyřmi stupni volnosti (2 posunutí a 2 natočení)

10.2 Seznam symbolů

C_{dyn}	$[N]$	Dynamický únosnost KŠM
F_A	$[N]$	Axiální síla na pojezd
F_G	$[N]$	Tíhová síla pojezdu
F_N	$[N]$	Brzdící síla
F_{kr}	$[N]$	Maximální teoretická axiální síla
F_{lim}	$[N]$	Maximální teoretická limitní síla
F_m	$[N]$	Ekvivalentní zatížení
F_{max}	$[N]$	Maximální dovolená provozní síla
F_{pr}	$[N]$	Síla předpětí KŠM
J_{br}	$[kg * cm^2]$	Moment setrvačnosti motorové brzdy
J_{ks}	$[kg * cm^2]$	Moment setrvačnosti šroubu
J_{mot}	$[kg * cm^2]$	Moment setrvačnosti motoru
J_{rhm}	$[kg * cm^2]$	Redukovaný moment setrvačnosti na motor
J_{sp}	$[kg * cm^2]$	Moment setrvačnosti motorové spojky
L_{roky}	$[rok]$	Životnost na počet let
L_{stol}	$[mm]$	Délka pojezdu
M_G	$[Nm]$	Zátěžový moment od tíhové síly
M_{GT}	$[Nm]$	Zátěžový moment od třecí síly přesouv. hmot
M_{KSM}	$[Nm]$	Zátěžový moment od předepnutí KŠM
M_L	$[Nm]$	Zátěžový moment od třecích sil v ložisku
M_{md}	$[Nm]$	Moment dynamický
M_{ms}	$[Nm]$	Moment statický
M_{zdrhm}	$[Nm]$	Celkový dynamický moment red. na motor
M_{zsrhm}	$[Nm]$	Celkový statický moment redukováný na motor

$P_{1,2,3,4}$	[N]	Radiální zatížení vozíku
$P_{1T,2T,3T,4T}$	[N]	Boční zatížení vozíku
P_{comb}	[N]	Kombinované zatížení
P_{ekv}	[N]	Ekvivalentní zatížení
a_{B1}	[mm * s ⁻²]	Zrychlení hmoty 1
a_{poj}	[mm * s ⁻²]	Lineární zrychlení pojezdu
d_{KS}	[mm]	Průměr kuličkového šroubu
f_1	[-]	Součinitel tření valivého vedení
f_1	[-]	Součinitel tření valivého vedení
f_1	[-]	Součinitel tření valivého vedení
f_2	[-]	Součinitel tření KŠM
f_3	[-]	Součinitel tření uložení
f_n	[-]	Součinitel oboustranného vetknutí KŠ
f_v	[-]	Vzpěrný součinitel oboustranného vetknutí KŠ
i_p	[-]	Převodový poměr
l_1	[mm]	Vzdálenost vozíků
l_3	[mm]	Rameno síly
l_4	[mm]	Vzdálenost vyosení
l_{osa}	[mm]	Délka pohybové osy
m_{poj}	[kg]	Hmotnost pojezdu
m_{red}	[kg]	Redukovaná hmotnost systému 2
n_{kr}	[min ⁻¹]	Kritické otáčky šroubu
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky šroubu
n_{rok}	[počet otáček]	Počet otáček na roční nájezd
s_{KS}	[mm]	Stoupání kuličkového šroubu
s_{br1}	[mm]	Vzdálenost během reakce systému 1
s_{br2}	[mm]	Vzdálenost během reakce systému 2
s_{c1}	[mm]	Celková vzdálenost 1
s_{c2}	[mm]	Celková vzdálenost 2
s_{sys1}	[mm]	Vzdálenost během reakce systému 1
s_{sys2}	[mm]	Vzdálenost během reakce systému 2
t_{50}	[s]	Doba sepnutí brzdy
t_{br1}	[s]	Doba brždění systému 1
t_{br2}	[s]	Doba brždění systému 2

t_{c1}	[s]	Celkový čas 1
t_{c2}	[s]	Celkový čas 2
t_{pneu}	[s]	Doba reakce pneumatiky
t_r	[s]	doba rozběhu pojezdu
t_{sv}	[s]	Doba reakce systému
t_{sys}	[s]	Doba reakce systému
v_0	[mm * s ⁻¹]	Počáteční rychlost pojezdu
v_{brmax1}	[mm * s ⁻¹]	Maximální dosažená rychlost 1
v_{brmax2}	[mm * s ⁻¹]	Maximální dosažená rychlost 2
v_{max}	[mm * s ⁻¹]	Maximální povolená rychlost pojezdu
ε_{poj}	[rad * s ⁻²]	Úhlové zrychlení kuličkového šroubu
η_c	[-]	Účinnost celková
η_L	[-]	Účinnost ložisek
η_s	[-]	Účinnost KŠM
η_v	[-]	Účinnost vedení
L	[počet otáček]	Otáčková životnost
b	[mm]	Rameno působíště síly
n	[min ⁻¹]	Provozní otáčky
s	[m]	Roční nájezd pojezdu
α	[°]	Sklon lineární osy

10.3 Seznam obrázků

Obr. 1 Znázornění opto-mechanické sestavy s chybami čoček [1].....	19
Obr. 2 Schéma odrazové metody [1].....	20
Obr. 3 Schéma průchozí metody [1]	20
Obr. 4 Elektronický autokolimátor [5]	21
Obr. 5 Centroskop OptiCentric 300 [1].....	22
Obr. 6 Centroskop OptiCentric 800 UP [1].....	22
Obr. 7 Centroskop Large (LAS-UP) [6].....	23
Obr. 8 Centroskop Extra Large (LAS-XUP) [6]	23
Obr. 9 Systémový rozbor aspektů konstrukčního návrhu	25
Obr. 10 Topologie žebrování podle druhu použitého materiálu a technologie výroby [7]	26
Obr. 11 Granitové lože a sloupy [10]	28
Obr. 12 Hybridní lože – polymerbeton+granit [8]	28
Obr. 13 Rám z hliníkových modulárních profilů firmy FM Systeme [14]	29
Obr. 14 Lineární profilová vedení firmy SLS [16]	30
Obr. 15 Hydrostatické profilové vedení firmy od Schaeffler Groupe [18]	32
Obr. 16 Způsoby uložení kuličkového šroubu [21].....	33

Obr. 17 Použití dvou pohonů s pastorky pro elektronické vymezení vůle [23].....	34
Obr. 18 U-profilový lineární motor firmy Aerotech [24].....	35
Obr. 19 Částečný řez profilovou kolejnicovou brzdou [26].....	36
Obr. 20 Absolutní odměřovací systém v pouzdrovém provedení firmy Heidenhein [29].....	37
Obr. 21 Profilové mazací jednotky [31].....	38
Obr. 22 Blokované provedení varianty 1	41
Obr. 23 Blokované provedení varianty 2	41
Obr. 24 Blokované provedení varianty 3	42
Obr. 25 Blokované provedení varianty 4	42
Obr. 26 Schéma systému KŠM [34].....	48
Obr. 27 Schéma zatížení pojezdu [36]	50
Obr. 28 Graf závislosti rychlosti a polohy pojezdu na času během poruchy	53
Obr. 29 Granitový základ s pouzdry	54
Obr. 30 Granitový základ s vedením.....	54
Obr. 31 Závitová pouzdra v různých velikostech od firmy Microplan [41]	55
Obr. 32 Princip uložení kolejnic, přes přítlačné lišty	55
Obr. 33 Schéma ložiskového domku SEB-F od Bosch Rexroth [35]	56
Obr. 34 Model pohonného ústrojí	57
Obr. 35 Zadní strana pojezdu	58
Obr. 36 Princip justačního systému.....	59
Obr. 37 Teplotní analýza konzoly -1°C (v levo) a +1°C (v pravo).....	60
Obr. 38 Pojezd s autokolimátorem.....	60
Obr. 39 Umístění odměřovacího systému	61
Obr. 40 Teplotní deformace ramene stolu -1°C (horní) a +1°C (spodní)	62
Obr. 41 Systém přívodu energetického řetězce.....	63
Obr. 42 Koncept nosného rámu.....	64
Obr. 43 Analýza deformace příčnicku	65
Obr. 44 Analýza napětí příčnicku	65
Obr. 45 Teplotní deformace rámu -1°C (vlevo) a +1°C (vpravo).....	66
Obr. 46 Napětí v materiálu vlivem teplotní změny -1°C (vlevo) a +1°C (vpravo).....	66
Obr. 47 Model přístroje bez krytů.....	67
Obr. 48 Model přístroje s krytováním.....	68

10.4 Seznam tabulek

Tab. 1 Porovnání parametrů centroskopů [1] [6]	24
Tab. 2 Volba kritérií	43
Tab. 3 Párové porovnání kritérií	43
Tab. 4 Určení váhy kritérií	43
Tab. 5 Vyhodnocení variant	44

11 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 – Výkres sestavy s kusovníkem
- Příloha 2 – Výkres součásti – Granitový základ
- Příloha 3 – Výkres součásti – Deska pojezdu
- Příloha 4 – Výkres součásti – Deska stolu
- Příloha 5 – Výkres součásti – Držák servopohonu
- Příloha 6 – Výkres součásti – Domek kuličkové matice
- Příloha 7 – Výkres svarku – Konzola měřicího modulu
- Příloha 8 – Výkres svarku – Konzola stolu
- Příloha 8 – Analýza rizik centroskopu