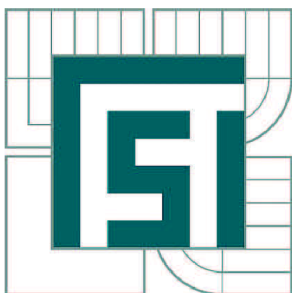


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKČNÍ NÁVRH STROJE PRO ŘEZÁNÍ LASEREM A PLASMOU

DESIGN OF MACHINES FOR LASER AND PLASMA CUTTING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTINA FRYČOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MICHAL HOLUB, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martina Fryčová

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

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

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

konstrukční návrh stroje pro řezání laserem a plasmou

v anglickém jazyce:

Design of machines for laser and plasma cutting

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je navrhnout stroj pro řezání laserem a plasmou dle zadaných parametrů.

Cíle diplomové práce:

- zpracování požadavků na stroj vycházející z technologie řezání laserem a plasmou
- rešerše strojů na řezání plasmou a laserem
- konstrukční návrh stroje pro řezání laserem a plasmou
- zpracování výpočtové zprávy, 3D modelu, výkresu sestavení, výrobního výkresu vybrané součásti

Seznam odborné literatury:

- www.infozdroje.cz
- WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Holub, Ph.D.

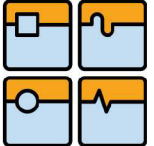
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 21.11.2011

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

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

Abstrakt

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh stroje pro řezání laserem a plasmou s pracovním prostorem 2,0 x1,8metru. V práci jsou popsány technologie řezání laserem a plasmou a z nich vycházející požadavky na stroj. Dále práce obsahuje řešení konstrukčních řešení, poté vlastní konstrukční návrh, včetně potřebných výpočtů a výkresové dokumentace.

klíčová slova

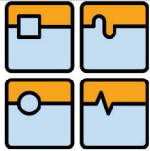
Laser, plasma, lineární motor, lineární vedení, kuličkový šroub, ozubený hřeben, ozubený řemen, inkrementální odměřování

Abstract

The aim of the thesis is the design machines for laser cutting and plasma workspace 2.0 x1, 8 meters. The work described technology laser cutting and plasma and the resulting demands on the machine. Longer work includes a search of design solutions, then the actual design, including the necessary calculations and drawings.

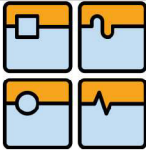
keywords

Laser, plasma, linear motor, linear guides, ball screws, rack, toothed belt, incremental encoder



Bibliografická citace

FRYČOVÁ, M. *konstrukční návrh stroje pro řezání laserem a plasmou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub, Ph.D.

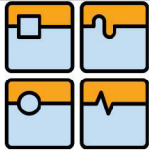


Čestné prohlášení

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je původní a zpracovala jsem ji samostatně s použitím uvedených zdrojů. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, a že jsem v práci neporušila autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V dne

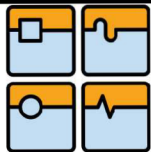
Martina Fryčová



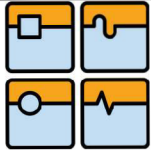
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Poděkování

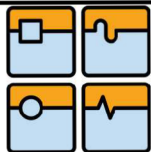
Vedoucímu diplomové práce panu Ing. Michalu Holubovi, Ph.D. za podporu a pomoc při zpracování diplomové práce a také mým rodičům za podporu během studia.

**Obsah:**

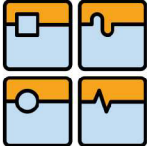
1 Laser	14
1.1 Řezání laserem	14
1.1.1 Řezání může být:	15
1.1.2 Kvalitu laserového řezu ovlivňuje kvalita materiálu a to především:	15
1.2 Výhody řezání laserem	15
1.2.1 Další aplikace kde lze využít laser v průmyslu [3]	16
2 Plasma	16
2.1 Řezání plasmou	16
2.1.1 Volba plasmového plynu se odvíjí od druhu řezaného materiálu. Nejčastěji se volí následující kombinace: [5]	17
2.2 Výhody řezání plasmou[5]	18
2.3 Další aplikace kde lze využít plasmu v průmyslu	18
3 Příklad používaných strojů pro řezání laserem a plasmou	19
3.1 PROFILE PLUS 3015 (laser)	19
3.2 LC-3015 F1 NT (laser)	20
3.3 HS-vysoce přesný řezací stroj (plasma)	21
3.4 Robot KUKA KR 30 HA	22
3.5 Tricept (SEF Roboter)	22
3.6 Stäubli TX90 robot	23
3.7 Laserový řezací systém GCC SmartCut X380	24
4 Požadavky na stroj vycházející z technologií řezání laserem a plasmou	26
4.1 Konkrétní požadavky na stroj	26
5 Návrhy možných řešení	27
5.1 Horní gántry s odděleným stolem	27
5.2 Horní gántry s integrovaným stolem	27
5.3 Spodní gántry	28
5.4 Konzolové provedení	29
5.5 Výběr vhodné varianty	29
6 Volba pohonů pro osu X a Y	30



6.1	Možné způsoby realizace lineárního pohonu.....	30
6.1.1	Kuličkový šroub osa X a Y.....	30
6.1.2	Porovnání zbylých variant.....	31
6.2	Multikriteriální hodnocení.....	32
6.2.1	Zhodnocení výběru.....	33
7	Výpočet pohonu osy Y (příčník).....	34
7.1	Vstupní požadavky na pohon osy Y:.....	34
7.1.1	Vstupní charakteristiky zvoleného motoru.....	34
7.1.2	Výpočet zátěžných sil.....	34
7.1.3	Kontrolované veličiny.....	35
7.2	Výpočet vedení osy Y (příčniku).....	37
7.2.1	Vstupní data.....	37
7.2.2	Statická analýza.....	37
7.2.3	Dynamická analýza.....	38
8	Výpočet pohonu osy X.....	41
8.1	Vstupní požadavky na pohon osy X:.....	41
8.1.1	Vstupní charakteristiky zvoleného motoru LMF 34.....	41
8.1.2	Reakce z pohledu dosažení požadovaného zrychlení.....	41
8.1.3	Z pohledu třecích sil.....	43
8.1.4	Kontrolované veličiny.....	44
8.2	Výpočet vedení osy X (zdvojený pohon).....	45
8.2.1	Vstupní data.....	45
8.2.2	Statická analýza.....	45
8.2.3	Dynamická analýza.....	46
9	Volba pohonu pro osu Z.....	49
9.1	Výhody a nevýhody kuličkového šroubu.....	49
9.2	Výpočet pohonu osy Z.....	49
9.2.1	Vstupní požadavky na pohon osy Z:.....	49
9.2.2	Moment potřebný pro dosažení požadované dynamiky.....	53
9.2.3	Kontrola KŠM na vzpěr.....	54
9.2.4	Kontrola životnosti.....	54
9.3	Výpočet vedení osy Z.....	55

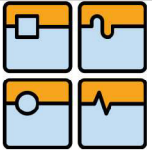


9.3.1 Vstupní data	55
9.3.2 Výpočet dynamického zatížení.....	56
9.3.3 Výpočet životnosti valivého vedení.....	57
10 Konstrukce pohonů os.....	58
10.1 Osa X.....	58
10.2 Osa Y (příčník)	59
10.3 Osa Z.....	60
11 Konstrukce rámu stroje	61
11.1 Odsávání stolu	63
11.2 Komponenty stolu.....	64
11.3 Konstrukce příčniku.....	65
12 Pevnostní analýza	66
12.1 Analýza rámu.....	66
12.2 Analýza příčniku	67
13 Závěr	68
14 Použité zdroje	69
14.1 Použité internetové WWW stránky	69
14.2 Použité literatura	70
15 Seznam	71
15.1 Obrázků	71
15.2 Tabulek.....	72
15.3 Seznam použitých symbolů.....	73
15.4 Seznam příloh.....	76

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Úvod

Obrábění je pracovní proces, při kterém materiál získává požadovaný rozměr a tvar. Obrábění lze rozdělit na ruční, kam patří řezání, pilování atd., a na strojní obrábění. Strojní obrábění se dělí na obrábění s definovanou nebo nedefinovanou geometrií nástroje, nekonvenční metody obrábění a na dokončovací metody obrobených ploch. Řezání laserem a plasmou patří do nekonvenčních technologií, což znamená, že pro zpracování materiálu je využito fyzikálních nebo chemických principů. Ve většině případů nekonvenčních technologií nedochází k silovému působení na obráběný materiál a netvoří se klasické třísky, jako u konvenčních technologií. Díky tomu nedochází při obrábění k přenosu silových účinků v soustavě nástroj - obrobek. Nekonvenční technologie se využívají především na tvarově složité díly, těžko obrobitelné materiály (kalené oceli a litiny, žárovevné a žáruvzdorné, keramika, kompozity atd.), malé součástky a pro velmi přesné výroby. V dnešní době se nekonvenční technologie dostávají do popředí, proto je nutné neustále vymýšlet a zdokonalovat, jak samotné laserové hlavice, plasmy atd. tak, také stroje, pomocí kterých toto obrábění probíhá.



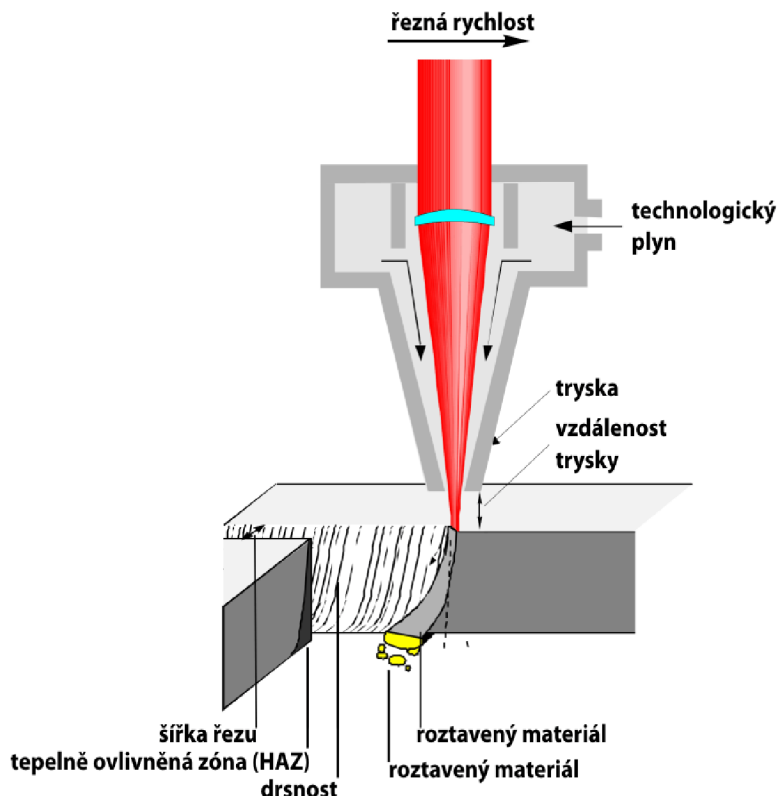
1 Laser

Slovo samo je zkratkou anglického výrazu "**L**ight **A**mplification by **S**timulated **E**mission of **R**adiation", což se překládá jako "zesílení světla pomocí vynucené (stimulované) emise záření". Český výraz pro laser je "kvantový generátor světla". Z názvu je zřejmé a ze zkušenosti víme, že laser je zařízení, které vydává světlo. Od běžného světla (např. světla žárovky) se však liší tím, že je *monochromatické* (jednobarevné), *koherentní* (uspořádané) a má malou *divergenci* (rozbíhavost). Koherentní světlo má jedinou frekvenci a fázi, a lze jej přirovnat k pochoduujícímu vojenskému útvaru, zatímco nekoherentní světlo k davu lidí pohybujících se chaoticky po ulici. [1]

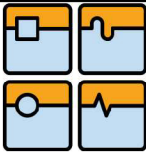
Ve výrobě se laser využívá nejčastěji jako samostatný stroj, je však možné ho kombinovat do jednoho stroje s klasickou třískovou konvenční technologií. Výhody spojení těchto technologií do jednoho stroje jsou např. zkrácení výrobních časů tím, že se zkrátí čas materiálových toků a také se zlepší kvalita výrobku, tím že se opracuje na jedno upnutí.

1.1 Řezání laserem

Řezání laserem je přesná progresivní technologie, která ve velké míře nahrazuje konvenční technologie dělení materiálu. Využívá se především pro řezání konstrukčních, nerezových a dalších ocelí a za určitých podmínek i jiných materiálů o maximální tloušťce 25 - 30 mm (tloušťka je závislá na materiálu)



obr. 1 Princip laserového řezání [2]



1.1.1 Řezání může být:

- sublimační - materiál je odstraňován převážně odpařováním v důsledku vysoké intenzity záření laseru v místě řezu;
- tavné - materiál je v místě řezu působením paprsku laseru roztaven a asistenčním plynem odfukován. Tímto způsobem jsou řezány nekovové materiály, jako jsou keramika, plasty, dřevo, textilní materiály, papír a sklo;
- pálením - paprsek laseru ohřeje materiál na zápalnou teplotu tak, že pak může s přiváděným reaktivním plynem (např. kyslíkem) shořet v exotermické reakci, vzniklá struska je z místa řezu odstraňována asistenčním plynem. Tímto způsobem lze řezat např. titan, ocele s nízkým obsahem uhlíku a korozivzdorné ocele. [3]

1.1.2 Kvalitu laserového řezu ovlivňuje kvalita materiálu a to především:

- chemické složení – škodlivý je především vysoký obsah křemíku (Si)
- způsob výroby – zda je materiál válcovaný za tepla či za studena
- homogenita – materiál, který je nehomogenní nebo obsahuje vady (dutinky, vměstky...) jde obtížně nebo vůbec řezat
- povrchu - koroze, výrazná okuj po válcování, nálepky s označením, popisy nánosem barvy apod. výrazně komplikují, až znemožňují řezání

Rychlost laserového řezání závisí především na výkonu paprsku laseru, požadované kvalitě řezu, druhu materiálu, který chceme řezat a také samozřejmě na samotném způsobu řezání. Druh laseru ovlivňuje šířku řezné spáry, kterou navíc ovlivňuje i řezaný materiál, jeho tloušťka a druh. Kvalita výsledného řezu se hodnotí podle jakosti, která dosahuje od Ra 3,6 až do 12 mm a také podle velikosti tepelně ovlivněné oblasti v okolí řezu od 0,05 až po 0,2 mm.

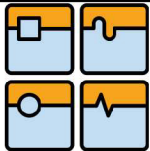


obr. 2 Příklad výrobků, které lze laserem vyříznout [4]

1.2 Výhody řezání laserem

Velkou výhodou laserového paprsku je, že je možno obrábět i těžko obrobitelné materiály, stejně tak vysokopevnostní, žárupevné atd. Laser má oproti jiným technologiím další řadu výhod. Je velmi vhodná, jak pro kusovou, tak malosériovou výrobu, odpadá zde totiž dlouhé a často nákladné seřizování stroje.

Výroba probíhá pomocí CAD modelů, což je podstatně levnější a rychlejší, než například oproti technologii stříhání, kde na každý druh výrobku musí být vyrobena



střížnice a střížník, ty se pak navíc ještě musí uskladnit a udržovat. Technologie je vhodná i pro sériovou výrobu, pro svou vysokou rychlost a také zvýšení kvality výrobků.

Mezi další výhody laserové technologie opracování materiálu patří zpracování složitých tvarů, které bychom nebyli schopni konvenčními technologiemi docílit, tak také výroba velmi malých kusů. Dalo by se říci, že je možné laserem řezat všechny tvary, které můžeme vytvořit v kreslicím CAD programu. Díky úzkému svazku laseru, který dopadá na součást, dochází k velmi malému ovlivnění okolního materiálu.

Laserová technologie je velmi přesná, proto technologické přídavky materiálu mohou být podstatně menší. Jejich velikost závisí především na tloušťce řezaného materiálu. U tenkých plechů jde využít tzv. společného řezu, naopak s rostoucí tloušťkou materiálu musí vzrůstat i technologické přídavky.

V dnešní době, kdy cena elektrického proudu stále roste, je nespornou výhodou také nižší spotřeba elektrické energie, díky velmi krátké době ohřevu a také nižšímu elektrickému příkonu.

1.2.1 Další aplikace kde lze využít laser v průmyslu [3]

Svařování laserem

Vrtání laserem

Dekorace skla laserem

Značení, značkování a popis laserem

Gravírování (mikrofrézování) laserem

Nanášení ochranných a otěruvzdorných povlaků laserem

Soustružení laserem

Frézování laserem

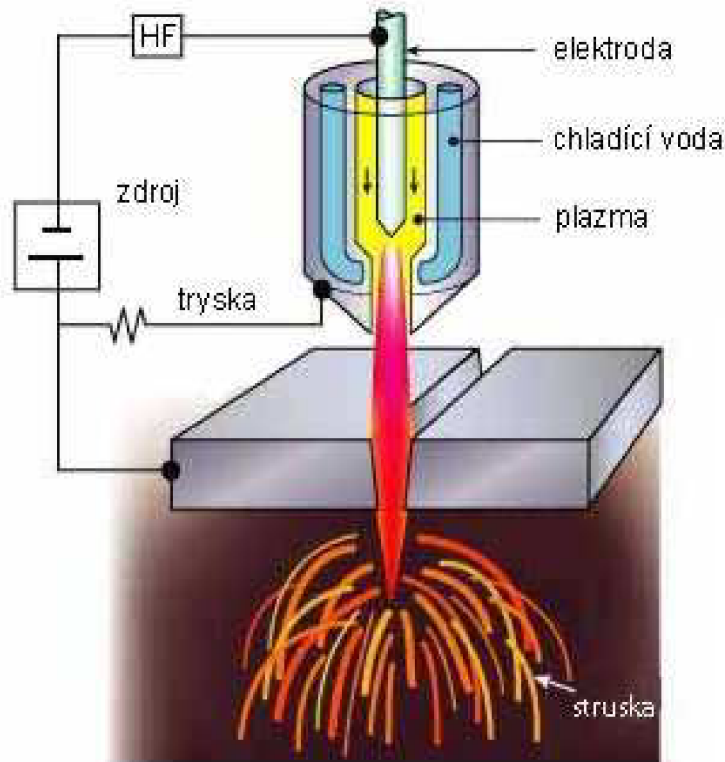
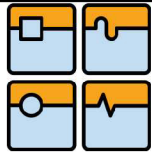
Tepelné zpracování laserem

2 Plasma

Speciální stav plynů označil za plasmu poprvé v roce 1923 francouzský fyzik I. Langmuir. Plasma je elektricky vodivý plyn o vysoké teplotě, který je tvořen kladně nabitými jádry atomů (ionty) a záporně nabitými elektrony. Někdy bývá plasma označována jako čtvrté skupenství látek. [5]

2.1 Řezání plasmou

Plasma je moderní technologie, kterou se dají řezat všechny druhy ocelí, mosaz, hliník, měď, nerez a další kovové slitiny, v podstatě všechny elektricky vodivé materiály o tloušťce od 0,5 – 160 mm. Max. tloušťka je závislá na druhu materiálu a na požadované kvalitě řezu.



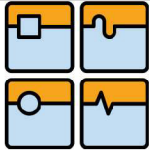
obr. 3 Schéma řezání plasmovou tryskou [6]

Při řezání plasmou je mezi tryskou a řezaný materiál přiveden elektrický proud a tím se vytvoří elektrický oblouk. Do trysky je pod tlakem vhnán ionizovaný plyn, který se pak chová jako katoda, zatímco řezný materiál je anoda. Plasma o vysoké teplotě, až 20 000°C, je vysokou rychlostí, která může dosahovat až rychlosti zvuku, tryskou přiváděna na materiál. Díky velké rychlosti se zároveň odstraňuje natavený materiál z místa řezu. Kvůli vysoké teplotě musí být tryska chlazena kolující vodou, v některých případech probíhá řezání s materiálem umístěným pod vodní hladinou, čímž se snižuje tepelně ovlivněná oblast. Voda nechrání trysku jen před roztavením, vlivem vysoké teploty, ale také brání hluku a nepříjemnému dýmu. Při řezání plasmou vzniká jen velmi malá tepelně ovlivněná oblast asi 1 mm. Rychlost při řezání plasmou je závislá na druhu plasmového plynu, typu zdroje a také na řezaném materiálu. Kvalitu řezu ovlivňuje opotřebení spotřebních dílů plasmového hořáku, která závisí na čistotě přiváděného plasmového plynu.

2.1.1 Volba plasmového plynu se odvíjí od druhu řezaného materiálu.

Nejčastěji se volí následující kombinace: [5]

- Konstrukční ocel: kyslík, vzduch
- Vysoce legovaná ocel: argon/vodík, argon/vodík/dusík, argon/dusík, vzduch, dusík
- Lehké kovy: argon/vodík, vzduch
- Barevné kovy: argon/vodík
- Kompozitní materiály: argon/vodík, argon/vodík/dusík, vzduch, kyslík

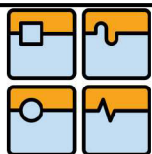


2.2 Výhody řezání plasmou[5]

- Bez alternativy při řezání vysokolegované oceli a hliníkových materiálů ve střední a větší tloušťce
- Velký výkon při řezání do tl. 30 mm
- Řezání vysoce pevné konstrukční oceli s menším tepelným příkonem
- Vysoká rezná rychlost (až 10x vyšší než řezání kyslíkem)
- V případě použití plasmy s vysokou hustotou energie, kvalita řezu srovnatelná s laserem
- Snadná automatizace
- Řezání plasmou pod vodou pro velmi malé tepelné ovlivnění řezaného materiálu a malou hladinu hluku v okolí pracoviště

2.3 Další aplikace kde lze využít plasmu v průmyslu

Sváření materiálu plasmou



3 Příklad používaných strojů pro řezání laserem a plasmou

3.1 PROFILE PLUS 3015 (laser)

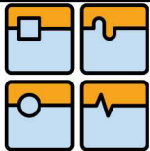
Jedná se o CNC laserový řezací stroj od firmy Farley Laserlab. Stroj je konzolového provedení, rameno je uloženo na litém stojanu. Vysokou dynamiku stroje zajišťuje kvalitní lineární vedení, které je řešeno kuličkovými šrouby, to zajišťuje rychlé a kvalitní řezání. Ke stroji jsou dodávány automatické výměnné stoly, které velmi zvyšují produktivitu stroje, jelikož výměna stolů trvá jen 12 sekund.



obr. 4 PROFILE PLUS 3015 [7]

Technické parametry	PROFILE PLUS 3015
Pracovní plocha:	3 000 x 1 500 mm
Maximální přejezdová rychlost os X a Y:	50 000 mm/min
osy Z:	10 000 mm/min
Zrychlení:	0,5G
Maximální řezací rychlost:	30 000 mm/min – papír do 9 000 mm/min – ocel
Polohovací přesnost os X-Y-Z:	+/- 0,05 mm
Opakovaná přesnost polohování:	+/- 0,02 mm
Požadavky na okolní prostředí stroje:	teplota 5°C – 40°C vlhkost do 90%
	vibrace – bez vibrací
Celková plocha potřebná k instalaci technologie:	8 000 x 5 000 mm

Tab. 1 Technické parametry PROFILE PLUS 3015 [7]



3.2 LC-3015 F1 NT (laser)

Jedná se o CNC řezací stroj od firmy Amada. Laserová řezačka je konstruovaná jako stroj s horním gántry, má krytování, které lze nahoře a na boční straně zcela otevřít. To umožňuje snadné nastavování stroj a zjednodušuje údržbové práce. Stroj poskytuje maximální flexibilitu ve výrobě, jelikož uspořádání je variabilní a lze přizpůsobit každému zákazníkovi.



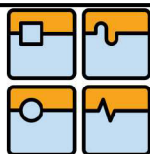
obr. 5 Stroj s otevřeným krytovaním [8]



obr. 6 LC-3015 NT [8]

Technické údaje	LC-3015 F1 NT
Max. oblast pojezdu	(X) 3270, (Y) 1550 mm
Oblast pojezdu osy Z (řezací hlava)	100 mm
Zatížení stolu	920 kg
Polohovací rychlost X/Y/Z	120/120/120 m/min
Simultánně	169 m/min
Technologie pohonu X/Y/T	Lineární pohon
Max. zrychlení	30 m/s ²
Odchyłka polohy	± 0,01 mm
Šířka polohového rozptylu	± 0,005 mm
Hmotnost stroje	11 000 kg

Tab. 2 Technické parametry LC-3015 F1 NT [8]



3.3 HS-vysoce přesný řezací stroj (plasma)

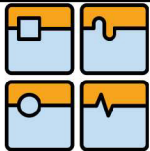
Jedná se CNC řezací stroj portálového provedení, který byl speciálně vyvinut pro plasmové a jemné plasmové řezání. Díky nízkému osazení portálu, digitálním DC-servomotorům s bezvúlovou převodovkou a kvalitnímu lineárnímu vedení je dosaženo vysoké přesnosti a dynamiky stroje.



obr. 5 HS-vysoce přesný řezací stroj [7]

Oblast využití	precizní řezání plasmou a vrtání vrtacím vřetenem + závitování
Délka stroje (mm)	3.000 - 36.000
Šířka stroje (mm)	1.500 - 5.000
Maximální počet suportů	6
Maximální rychlost polohování portálu v ose X:	až do 50.000 mm/min
Počet pohonů v ose X:	2
Typ ozubení v ose X a Y:	přímé
Typ vedení v ose Z:	kuličkový šroub
Typ vedení v ose X:	lineární vedení REXROTH nebo HIWIN ozubený hřeben s přímými zuby předepjaté dělené pastorky se šikmými zuby planetové převodovky
Typ vedení v ose Y:	lineární vedení REXROTH nebo HIWIN ozubený hřeben s přímými zuby předepjaté dělené pastorky se šikmými zuby planetové převodovky
Přesnost polohování:	$\pm 0,05$ mm podle DIN 28 206

Tab. 3 Technické parametry HS-vysoce přesný řezací stroj [7]



3.4 Robot KUKA KR 30 HA

Robot je další možné řešení, jak realizovat řezání laserem. Jedná se o velice přesný robot, který je vhodný pro laserové aplikace. Má vysokou přesnost opakování do bodu, menší než 0,05 mm a lineární cestou je opakovatelnost 0,16 mm. Výhodou robotu je jeho všestranné využití, malé zástavbové prostory, při velké pracovní oblasti. Další výhodou je možnost řezání i na prostorových dílech. Nevýhoda je že je pomalejší (okolo 10m/s) než stroje přímo pro tuto technologii a také vyšší náročnost řízení. Hodí se spíše na malosériovou výrobu, jelikož produktivita není tak vysoká.



obr. 6 Řezání laserem pomocí robotu KUKA [9]

osa	Rychlost s 30kg zátěže [°/s]
1	140
2	140
3	140
4	260
5	245
6	322

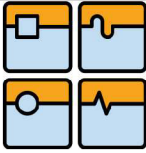
Tab. 4 Rychlosti zátěže v osách [9]

3.5 Tricept (SEF Roboter)

Robot s paralelní kinematikou, který má celkem 6 stupňů volnosti. Tři stupně volnosti, které jsou v prutech s proměnnou délkou doplněny o kloubovou hlavici s dalšími třemi stupni volnosti. Maximální rychlost posuvů je 20m/min, opakovatelnost najetí do polohy je 0,02 mm.



obr. 7 Tricept (SEF Roboter) [10]



3.6 Stäubli TX90 robot

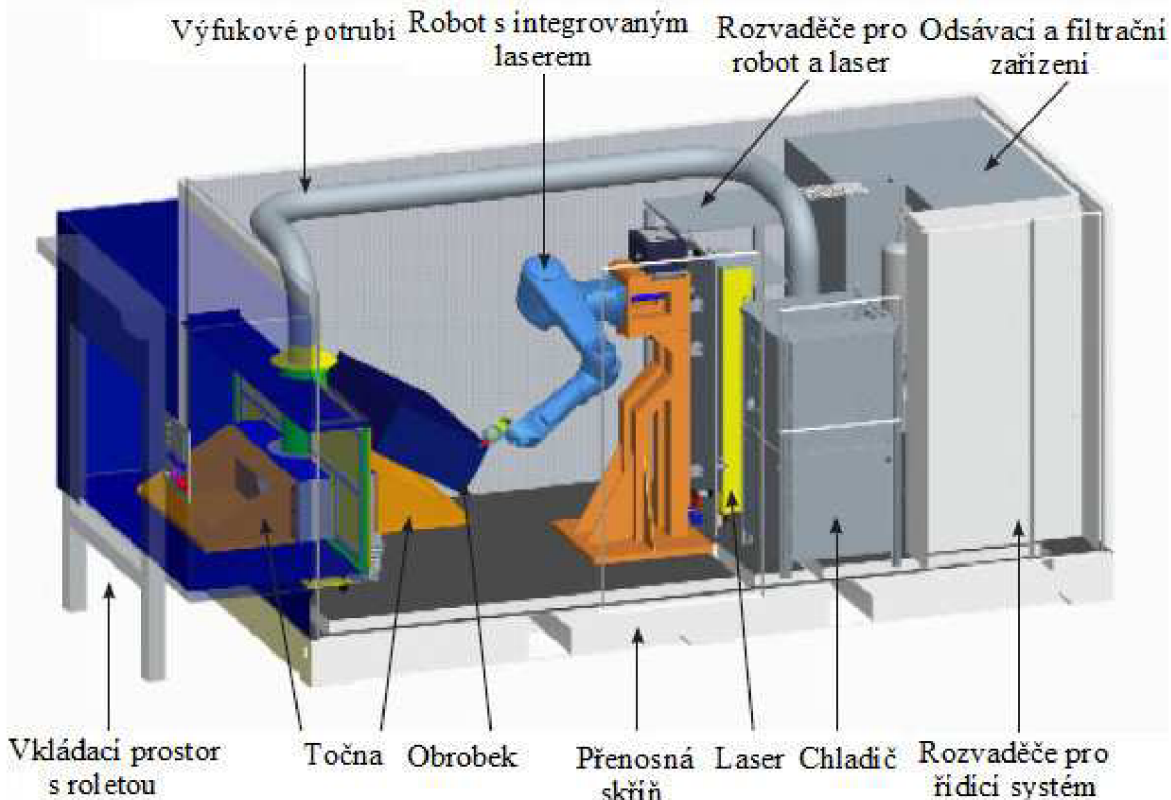
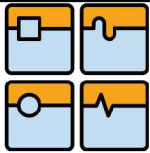
Speciálně navržený robot na řezání laserem na různé materiály. Umístěný v buňce, velikosti 10 m². Umožňuje snadné 3D řezání plastových materiálů, např. dílů interiéru automobilů.



obr. 8 Stäubli TX90 robot [11]

Max. velikost obrobku	2D 1 400 x 700 x 500 3D 1 000 x 600 x 300
Řezná rychlost	500 mm/s
Rychlost polohování	4 000 mm/s
Přesnost opakování	100 μm
Výkon laseru (ve W)	100 - 2 500
Otočný stůl o průměru	2 100 mm
Čas pro otočení stolu	> 2 s
Stopa (v mm)	4 660 x 2 200 x 2 260
Ovládací systém	Siemens S7

Tab. 5 Technické informace [11]



obr. 9 Robotická buňka pro laserové řezání [11]

3.7 Laserový řezací systém GCC SmartCut X380

Tímto malým laserem jdou řezat materiály, jako jsou překližky, akrylát, plast, látka atd. Zadní i přední dvířka jsou plně průchozí a proto je možné řezat i velmi dlouhé materiály. Jako pohony slouží stejnosměrné zpětnovazební servomotory s vysokými otáčkami.



obr. 10 GCC SmartCut X380 [12]



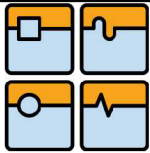
obr. 12 Pohled na otevřená dvířka [12]



obr. 11 Stejnosměrný zpětnovazební servomotor s vysokými otáčkami [12]

Model		SmartCut X380-100S
Výkon laseru		100W
Typ laseru		CO ₂ laser
Pracovní plocha		965 mm × 609 mm
Rozměr stolu		1.085 mm × 750 mm
Max.rozměr materiálu (Š × H)	Zavřená dvířka	1.040 mm × 750 mm
	Otevřená dvířka	1.040 mm × nekonečno
Max.tloušťka materiálu		150 mm
Rozměry stroje (Š × H × V)		1.800 mm × 1.092 mm × 1.017 mm
Řízení		stejnoseměrné servomotory
Max. rychlost		101 cm/s
Řízení rychlosti		0,1% - 100% s možností nastavení různých rychlostí pro jednotlivé barevné vektory v souboru (max počet 16 rychlostí pro soubor)
Řízení výkonu		0 - 100% s možností nastavení různých výkonů pro jednotlivé barevné vektory v souboru (max počet 16 výkonů pro soubor)
Nastavení osy Z		automatické
Rozhraní		LPT a USB
Paměť		32 MB (rozšiřitelná na 64 MB)
Displej		čtyřřádkový LCD
Napájení		200 - 240V
Příkon		1.540W
Chlazení		vodní chlazení
Ukazatel pozice (červený bod)		bezpečnostní třída IIIIR
Chladič vody		je vyžadován externí systém
Odtah splodin		je vyžadován externí systém

Tab. 6 Technické parametry Laserový řezací systém GCC SmartCut X380 [12]

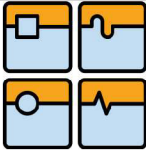


4 Požadavky na stroj vycházející z technologií řezání laserem a plasmou

Hlavním požadavkem na rám stroje je jako u všech jiných technologií tuhá konstrukce, aby nedocházelo k vibracím a deformacím. Pohony by měly být umístěny z boku na rámu stroje, kde budou nejen snadno přístupné pro mazání atd., ale především lépe chráněny před prachem, který může vznikat při řezání. Pracovní prostor by měl být dostatečně veliký, aby bylo možné řezat i z velkých desek. Snadný přístup k pracovnímu prostoru je velice důležitý, jak k zakládání materiálu, tak k odebrání výpalků. Největší požadavky jsou kladeny na pohony, ty musí být velmi rychlé (až 200 m/min), dalším důležitým parametrem pro výběr pohonu je velmi vysoké zrychlení (až 4 G). Vysoká dynamika stroje pro řezání laserem a plasmou je velmi důležitá, aby bylo možné naplno využít všech výhod těchto technologií, především tedy jejich velké rychlosti řezání. Pohony musí mít minimální vibrace, aby bylo možné zachovat vysokou kvalitu řezu. Dalším důležitým prvkem stroje, musí být přesné a vzhledem k vysoké dynamice i rychle odměřování. To v kombinaci s řídicím systémem zaručí přesnost a opakovatelnost najetí do polohy cca $\pm 0,1$ mm.

4.1 Konkrétní požadavky na stroj

- maximální rychlost v jedné ose $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (X, Y)
- maximální zrychlení 1,5g
- výška pracovní plochy $850 \div 900$ mm
- velikost pracovního prostoru X = 1 800 mm; Y = 2 000 mm; Z = 120 mm
- přesnost polohování $\pm 0,05$ mm
- nosnost stolu 1 t (s ohledem na vyplnění pracovního prostoru plechem o tloušťce 30mm)
- požadavky na bezpečnost (krytování, odvod zplodin)
- variabilita polohovacího systému pro laser a plasmu



5 Návrhy možných řešení

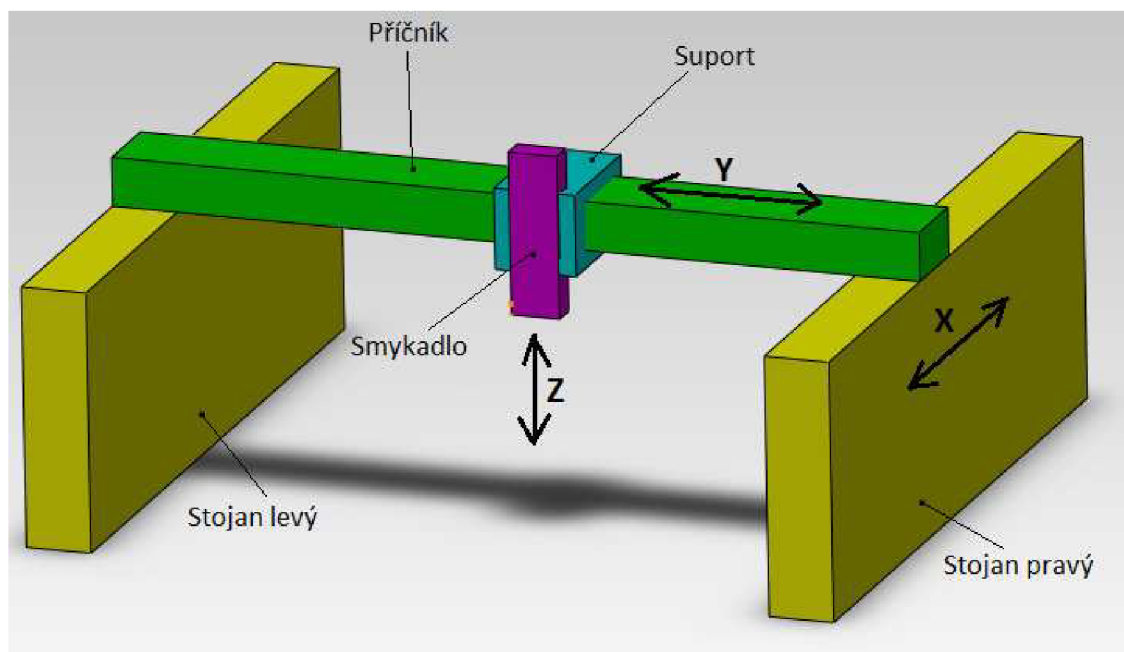
5.1 Horní gántry s odděleným stolem

Výhody:

- Nižší hmotnost přesouvaných hmot
- Jednodušší konstrukce
- Tuhost

Nevýhody:

- Horší přístup do pracovního prostoru
- Nutnost zdvojeného pohonu
- Při použití samostatného stolu, musí být větší vzdálenost osy Y



obr. 13 Horní gántry

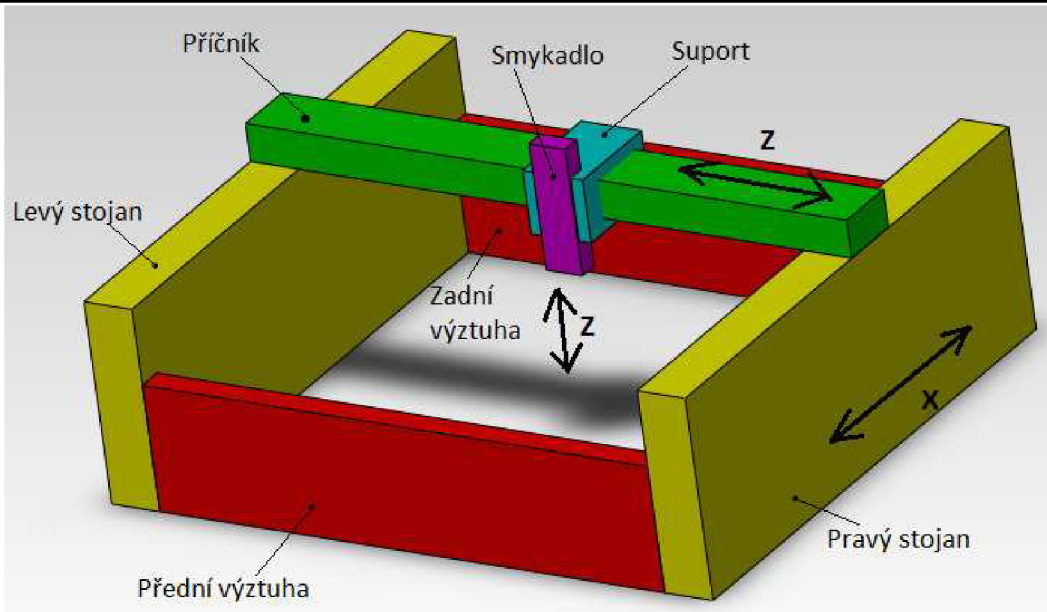
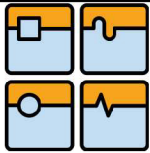
5.2 Horní gántry s integrovaným stolem

Výhody:

- Integrované odsávání zplodin ve stole
- Nižší hmotnost přesouvaných hmot
- Jednodušší konstrukce
- Tuhost

Nevýhody:

- Horší přístup do pracovního prostoru
- Nutnost zdvojeného pohonu



obr. 14 Horní gántry s výztuhami

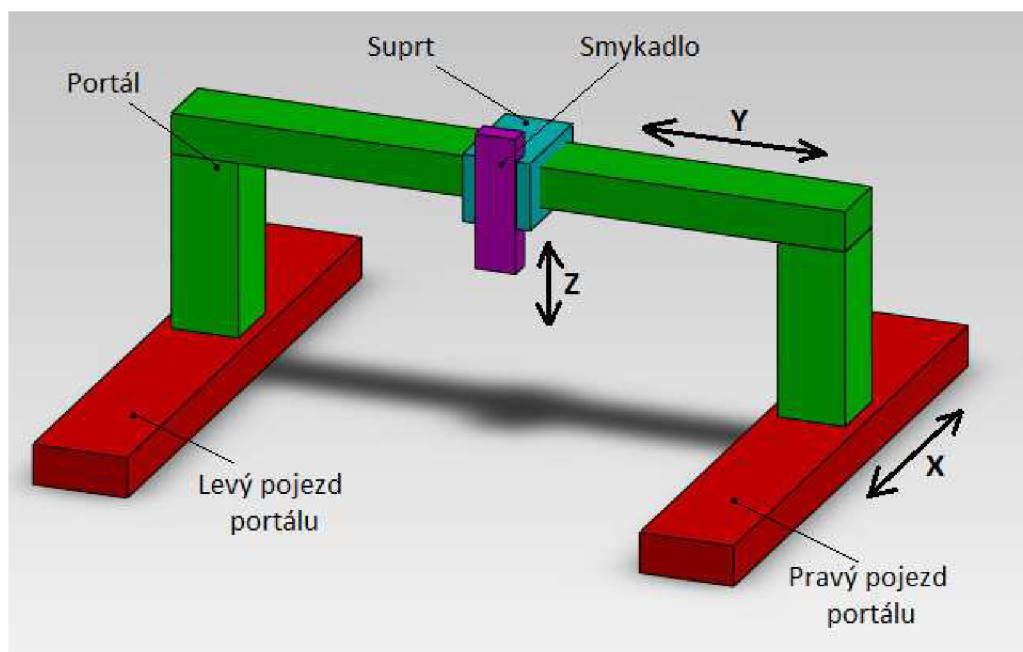
5.3 Spodní gántry

Výhody:

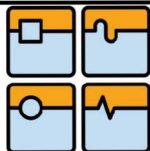
- Snadný přístup do pracovního prostoru

Nevýhody:

- Nutnost zdvojeného pohonu
- Vyšší hmotnost přesouvaných hmot
- Vyšší nároky na tuhost
- Vyšší klopný moment působící na vedení při zrychlení portálu



obr. 15 Spodní gántry



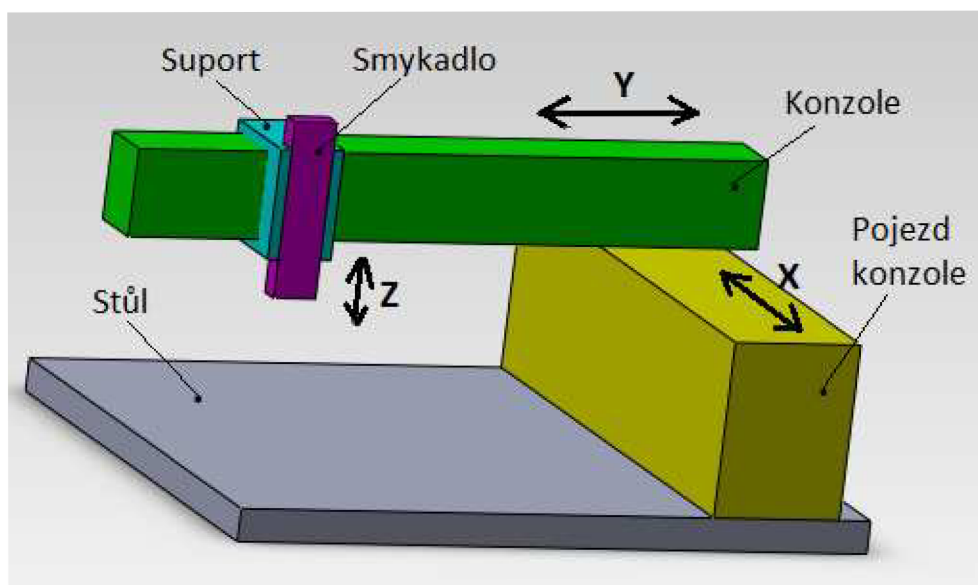
5.4 Konzolové provedení

Výhody:

- Použití jednoho pohonu pro osu X
- Bezproblémový přístup do pracovního prostoru

Nevýhody:

- Nutnost zajištění dostatečné tuhosti, eliminace průhybu
- Nevhodné pro větší délky posuvu



obr. 16 Konzolové provedení

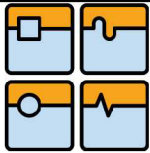
5.5 Výběr vhodné varianty

Systém hodnocení od 1 do 5 bodů, kde vyšší počet bodů, znamená lepší splnění kritéria.

	Horní gántry s oděleným stolem	Horní gántry s integrovaným stolem	Spodní gántry	Konzolové provedení
Přístupnost pracovního prostoru	3	3	4	5
Složitost konstrukce	4	5	3	2
Tuhost	4	5	3	1
Hmotnost přesouvaných hmot	5	5	1	4
Výsledek	16	18	11	12

Tab. 7 Hodnocení možných variant

Dle mého hodnocení nejlépe vychází druhé řešení (horní gántry s integrovaným stolem). Do této konstrukce lze také snadno umístit, technologie potřebné pro řezání a odsávání zplodin a zároveň elektronika pro řízení pohonů.



6 Volba pohonů pro osu X a Y

Jedním z kritérií výběru vhodného pohonu je, aby na ose X a Y byl použit stejný pohon. Dále je kladen požadavek na bezobslužnost celého systému.

Požadavky na pohony:

- maximální rychlost v jedné ose $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (X, Y)
- maximální zrychlení $1,5g$ (X, Y)
- velikost pracovního prostoru $X = 1\,800 \text{ mm}$; $Y = 2\,000 \text{ mm}$
- přesnost polohování $\pm 0,05 \text{ mm}$

6.1 Možné způsoby realizace lineárního pohonu

V následujícím textu uvedeme možné způsoby pohonů jednotlivých os. Shrneme si jejich výhody a nevýhody, na základě kterých vybereme nejvhodnější variantu. Těmito pohony jsou:

- Kuličkový šroub
- Lineární motor
- Ozubený řemen
- Ozubený hřeben

6.1.1 Kuličkový šroub osa X a Y

Jednou z variant je kuličkový šroub. Tento způsob pohonu je však omezen kritickými otáčkami a je nutné ověřit, zdali vyhovuje zadaným parametrům.

V tabulce 8 jsou vypočtené otáčky, které jsou potřeba pro dosažení požadované rychlosti $180 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při různých stoupání.

Jsou vypočteny ze vztahu $n = \frac{v}{s}$ (1)

kde n ... otáčky [min^{-1}]
 v ... požadovaná rychlost [$\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$]
 s ... stoupání [mm]

V tabulce 9 jsou vypočtené maximální přípustné otáčky, pro různé průměry hřídele při délce hřídele 2100mm.

Jsou vypočteny ze vztahu $n_{\max} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8$ (2)

kde n_{\max} ... max. přípustné otáčky [min^{-1}]
 k_d ... koeficient uložení (zvolen 1,88)
 d_k ... průměr hřídele [mm]
 l_d ... vzdálenost mezi ložisky [mm]

Stoupání	Otáčky pro dosažení rychlosti	Průměr hřídele	Max. přípustné otáčky
12	15000	32	1091,337868
12,7	14173,23	36	1227,755102
16	11250	40	1364,172336
20	9000	45	1534,693878
24	7500	50	1705,21542
25	7200	55	1875,736961
25,4	7086,614	63	2148,571429
32	5625	70	2387,301587
40	4500	80	2728,344671
50	3600	100	3410,430839

Tab. 8 Potřebné otáčky pro dosažení rychlosti

Tab. 9 Kritické otáčky

Z porovnání výsledků v obou tabulkách je patrné, že kuličkový šroub není vhodný pro pohon takto vysokých rychlostí a délce zdvihu (os X, Y).

6.1.2 Porovnání zbylých variant

Ozubený řemen

- + nízká cena
- + velká dynamika chodu
- + bezúdržbový provoz
- nízká tuhost
- Nutnost předepnutí

Ozubený hřeben

- + neomezený zdvih
- + velké silové působení
- větší setrvačné hmoty oproti lineárnímu motoru
- problematičtější zástavba do suportu
- nutnost mazání a opotřebením komponent
- nutnost vymezení vůle
- nutnost přívodních kabelů k pohyblivé části pohonu

Lineární motor

- + bezúdržbový provoz
- + vysoká přesnost polohování
- + neomezená délka zdvihu
- + nulové opotřebením bez nutnosti mazání
- trvalá magnetická síla působící ve vedení
- nutnost přívodních kabelů k pohyblivé části pohonu
- vyšší pořizovací cena

6.2 Multikriteriální hodnocení

Systém hodnocení od 1 do 3 bodů, kde vyšší počet bodů, znamená lepší splnění kritéria a váha znamená významnost dané položky.

	Váha	Řemen	Hřeben	Lineární motor
Cena	0,6	3	2	1
Bezúdržbový provoz	0,7	2	1	3
Náročnost zástavby	0,8	2	1	3
Tuhost při reverzaci pohybu	1	1	3	3
Hmotnost pohyblivých částí	0,6	3	1	2
Hmotnost statických komponent	0,3	3	2	2
Silové působení na vedení	0,3	3	1	1
Výsledné hodnocení		9,4	7,2	10,2

Tab. 8 Multikriteriální hodnocení pohonů

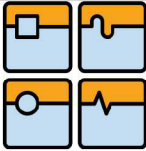
Cena: Podle ceníku firmy Hiwin vychází nejlevněji pohon ozubeným hřebenem, poté ozubeným řemenem. Pak následuje kuličkový šroub, který ale pro tuto rychlost a délku nelze použít. Nejdráže vychází pohon ozubeným převodem, který na tyto délky vychází přibližně o $\frac{1}{4}$ dráž než pohon ozubeným hřebenem, nebo řemenem.

Bezúdržbový provoz: Lineární pohon jedná se bezkontaktní převod, mezi primární a sekundární části je vzduchová mezera cca 0,7 mm, proto není nutné mazání a nedochází k opotřebení komponent. Řemen sice není nutné mazat, ale dochází k jeho opotřebení a natahování. Hřeben je nutné mazat a dochází k opotřebení zubů hřebene a pastorku.

Náročnost zástavby: Náročnost zástavby jsem posuzovala z pohledu množství použitých součástí a složitosti konstrukce. Nutnost předepnutí jednotlivých posuvových částí pohonu, přičemž u lineárního pohonu toto není nutné.

Tuhost při reverzaci pohybu: Při řezání laserem a plasmou dochází na stroji neustále k reverzačním pohybům. Při každé změně směru pohybu dochází u řemenového převodu k "propružení" řemenu, přičemž velikost deformace závisí na délce, druhu a šířce řemenu.

Hmotnost pohyblivých částí: Do celkové hmotnosti pohyblivých částí je nutné zahrnout kromě samotné hmotnosti přesouvaného břemene i hmotnost



mechanických komponent (hmotnost motoru, vozíků vedení, spojovacích komponent suportu...) U lineárního motoru a ozubeného hřebenu je nutné do celkové hmotnosti pohyblivých částí započítat hmotnost pohonu, která se podílí na celkové hmotnosti. U hřebenu to je navíc ještě převodovka. Zatímco u řemene se pohybuje jen samotný řemen a suport.

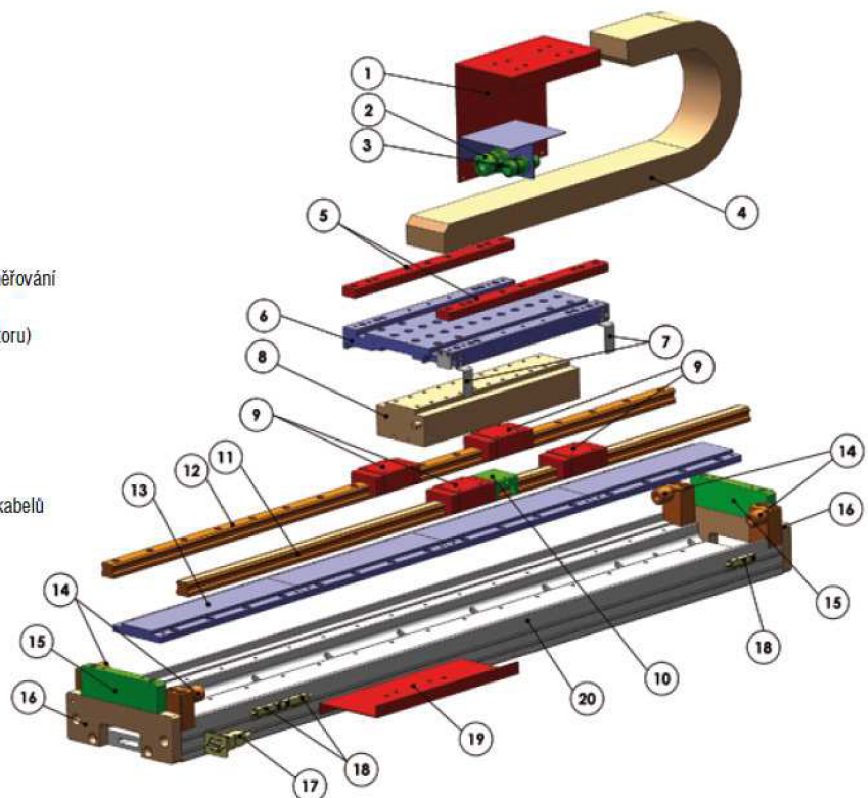
Hmotnost statických komponent: V případě konstrukce pro posuv příčnicku je nutné zahrnout celkovou hmotnost pohonu.

Silové působení na vedení: Při použití lineárního motoru dochází k zatížení vedení normálovou silou, vlivem působení přitažlivé síly, mezi primární a sekundární částí motoru. Obdobným způsobem je zatíženo vedení pohonu s ozubeným hřebenem, kdy vlivem záběru zubu vzniká normálová síla a síla axiální v případě šikmého ozubení.

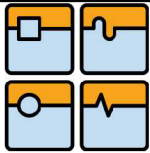
6.2.1 Zhodnocení výběru

Vzhledem k časté reverzaci chodu, je nejdůležitějším parametrem právě tuhost při reverzaci. U ozubeného řemene dochází při zatěžování k velkým deformacím, tyto deformace jsou nežádoucí, neboť řezný paprsek opisuje dráhu požadovaného výpalku, právě při reverzaci by mohlo dojít k překmitu a tedy znehodnocení výpalku. Možnou alternativou z hlediska dosažení velkých zdvihů a dosažení požadované tuhosti a dynamiky chodu by byl ozubený hřeben. Avšak vzhledem k požadavkům na bezúdržbovost, životnost jsem zvolila pohon lineárním motorem.

1. Držák energetického řetězu kabelů
2. Konektor motoru
3. Konektor enkodéru
4. Energetický řetěz kabelů
5. Deska pro upevnění plechového krytu
6. Deska unašeče
7. Indikační značka snímače
8. Primární část lineárního motoru
9. Vozík lineárního vedení
10. Hlava enkodéru odměřování
11. Kolejnice s magnetickým páskem odměřování
12. Standardní kolejnice lineárního vedení
13. Stator (sekundární část lineárního motoru)
14. Koncový doraz
15. Distanční díl
16. Čelo osy
17. Konektor spínačů
18. Koncový, referenční spínač
19. Plechový držák energetického řetězu kabelů
20. Nosný profil



obr. 17 Komponenty lineárního pohonu [13]



7 Výpočet pohonu osy Y (příčnick)

7.1 Vstupní požadavky na pohon osy Y:

Maximální rychlost

$$v_{\max} = 180 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Zrychlení

$$a = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Předpokládané vytížení stroje (produktivní čas / prostoj)

$$V_{\text{ytížení}} = 70 \%$$

Předpokládané vytížení je voleno s ohledem na různé tvary výpalků, při kterých osa X a osa Y mohou jet současně, nebo každá zvlášť.

7.1.1 Vstupní charakteristiky zvoleného motoru

Silová konstanta

$$K_f = 186 \frac{\text{N}}{\text{A}}$$

Magnetická síla

$$F_{mg} = 4071 \text{ N}$$

Odpor vinutí

$$R_{25} = 11.2 \Omega$$

Poloměr napětí ku rychlosti pohybu

$$K_v = 101 \frac{\text{V}}{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Motorová konstanta

$$K_m = 45.4 \frac{\text{N}}{\sqrt{\text{W}}}$$

Tepelný odpor

$$R_T = 0.36 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$$

Maximální napětí

$$U_{\max} = 500 \text{ V}$$

Hmotnost zvoleného motoru

$$m_m = 8 \text{ kg}$$

Přesouvaná hmotnost

$$m_g = 20 \text{ kg}$$

Hmotnost jezdce

$$m_j = 10 \text{ kg}$$

Celková hmotnost

$$m_c = m_g + m_j + m_m = 38 \text{ kg}$$

7.1.2 Výpočet zátěžných sil

Síla odporu ve vedení

$$F_o = (m_c \cdot g \cdot \cos(\alpha) + F_{mg}) \cdot f = 22.218 \text{ N} \quad (3)$$

Kde

 m_c ... celková hmotnost [kg] α ... sklon vedení ($\alpha = 0^\circ$) F_{mg} ... magnetická síla [N] f ... součinitel valivého odporu ($f = 0,005$)

Tíhová složka síly

$$F_g = m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 0 \text{ N} \quad (4)$$

Kde m_c ... celková hmotnost [kg]
 α ... sklon vedení ($\alpha = 0^\circ$)

Setrvačná síla

$$F_a = m_c \cdot a = 570 \text{ N} \quad (5)$$

Kde m_c ... celková hmotnost [kg]
 a ... zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Maximální špičková síla

$$F_{\max} = F_a + F_g + F_o = 592.218 \text{ N} \quad (6)$$

Kde F_a ... setrvačná síla [N]
 F_g ... tíhová složka síly [N]
 F_o ... síla odporu ve vedení [N]

Průměrná síla

$$F_{\text{prum}} = \frac{F_{\max}}{\sqrt{\frac{100}{V_{\text{ytižení}}}}} = 495.485 \text{ N} \quad (7)$$

Kde F_{\max} ... maximální špičková síla [N]
 $V_{\text{ytižení}}$... předpokládané vytížení stroje [%]

Podle průměrné síly se volí potřebný motor, který se poté musí zkontrolovat, zda splňuje všechny požadavky.

7.1.3 Kontrolované veličiny

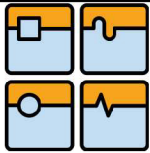
Otepleni motoru

Maximální teplota motoru

$$T_{\text{sk}} = R_T \cdot \left(\frac{F_{\text{prum}}}{K_m} \right)^2 = 42,88^\circ \text{C} \quad (8)$$

$$T_{\max} = 100^\circ \text{C}$$

Kde R_T ... tepelný odpor [$^\circ\text{C}/\text{W}$]
 F_{prum} ... průměrná síla [N]
 K_m ... motorová konstanta [$\frac{\text{N}}{\sqrt{\text{W}}}$]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Špičkový proud

$$I_{psk} = \frac{F_{max}}{K_f} = 3.184 \text{ A} \quad (9)$$

Kde F_{max} ... max. špičková síla [N]
 K_f ... silová konstanta [N/A]

Maximální špičkový proud

$$I_p = 7 \text{ A}$$

Průměrný proud motoru

$$I_{prumsk} = \frac{F_{prum}}{K_f} = 2.664 \text{ A} \quad (10)$$

Kde F_{prum} ... průměrná síla [N]
 K_f ... silová konstanta [N/A]

Maximální průměrný proud

$$I_{prum} = 3.5 \text{ A}$$

Požadované napětí

$$U_p = (I_{psk} \cdot R_{25}) + (v_{max} \cdot K_v) = 338.66 \text{ V} \quad (11)$$

Kde I_{psk} ... špičkový proud [A]
 R_{25} ... odpor vinutí [Ω]
 v_{max} ... max. rychlost [m/min]
 K_v ... poměr napětí/rychlost [$\text{V/m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Maximální napájecí napětí

$$U_{max} = 500 \text{ V}$$

Maximální dosažitelná rychlost

$$v_{maxsk} = \frac{U_{max} - (I_{psk} \cdot R_{25})}{K_v} = 4.597 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (12)$$

Kde U_{max} ... maximální napětí [V]
 I_{psk} ... špičkový proud [A]
 R_{25} ... odpor vinutí [Ω]
 K_v ... poměr nap./rychl. [$\text{V/m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Požadovaná rychlost

$$v_{max} = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Maximální špičková síla

$$F_{max} = 592.218 \text{ N}$$

Dovolená špičková síla

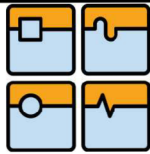
$$F_{maxdov} = 1302 \text{ N}$$

Maximální průměrná síla

$$F_{prum} = 495.485 \text{ N}$$

Dovolená průměrná síla

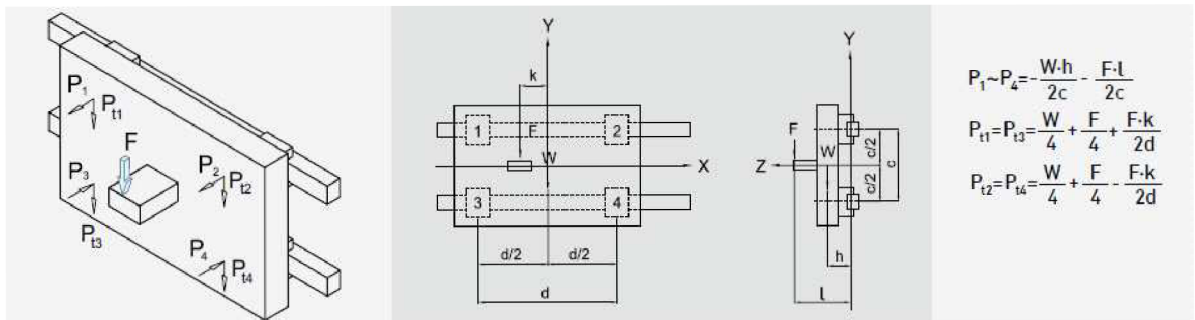
$$F_{prumdov} = 651 \text{ N}$$



7.2 Výpočet vedení osy Y (příčniku)

7.2.1 Vstupní data

Hmotnost motoru osy Y	$m_1 := 8\text{kg}$
Hmotnost suportu (odhad)	$m_2 := 10\text{kg}$
Celková hmotnost suportu	$W_c := m_1 + m_2 = 18\text{kg}$
Vzdálenost těžiště suportu od kolejnice	$h_t := 30\text{mm}$
Těžiště osy Z	$L_T := 62\text{mm}$
Celková vzdálenost působící síly od osy Z	$L_C := L_T + 40\text{mm} = 0.102\text{m}$
Hmotnost zátěže osy Z	$m_z := 10\text{kg}$
Hmotnost osy Z	$m_h := 10\text{kg}$
Magnetická síla motoru	$F_m := 4071\text{N}$
Vzdálenost mezi kolejnici	$c_v := 200\text{mm}$
Vzdálenost mezi vozíky	$d := 220\text{mm}$



obr. 18 Síly působící na vozíky [13]

7.2.2 Statická analýza

Tíhová síla

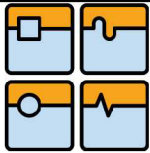
$$F_1 = m_z \cdot g + m_h \cdot g = 196.133 \text{ N} \quad (13)$$

Kde m_z ... hmotnost zátěže osy Z [kg]
 m_h ... hmotnost osy Z [kg]

Ekvivalentní statické zatížení působící na vozíky dle obr. 18

$$P_{1s} = \left(\frac{-W_c \cdot g \cdot h_t}{2 \cdot c_v} - \frac{F_1 \cdot L_c}{2 \cdot c_v} \right) + \frac{F_m}{4} = 954.497 \text{ N} \quad (14)$$

$$P_{2s} = P_{1s}$$
$$P_{3s} = \left(\frac{W_c \cdot g \cdot h_t}{2 \cdot c_v} + \frac{F_1 \cdot L_c}{2 \cdot c_v} \right) + \frac{F_m}{4} = 1.081 \times 10^3 \text{ N} \quad (15)$$



$$P_{4s} = P_{3s}$$

Kde W_c ... celková hmotnost suportu [kg]
 h_t ... vzdálenost těžiště suportu od kolejnice [m]
 c_v ... vzdálenost mezi kolejnicemi [m]
 F_1 ... tíhová síla [N]
 L_c ... celková vzdálenost působící síly od osy Z [N]
 F_m ... magnetická síla motoru [N]

Radiální zatížení vozíků dle obr. 21

$$P_{t1s} = \frac{W_c \cdot g}{4} + \frac{F_1}{4} = 93.163 \text{ N} \quad (16)$$

$$P_{t2s} = P_{t1s}$$

$$P_{t3s} = P_{t1s}$$

$$P_{t4s} = P_{t1s}$$

Kde W_c ... celková hmotnost suportu [kg]
 F_1 ... tíhová síla [N]

Nejvyšší statické zatížení působící na jeden vozík

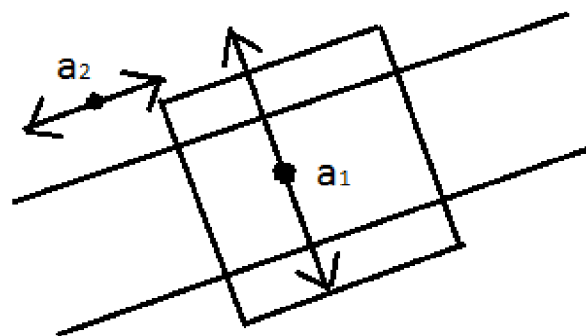
$$P_s = P_{3s} + P_{t3s} = 1.174 \times 10^3 \text{ N} \quad (17)$$

Kde P_{3s} ... ekvivalentní statické zatížení působící na vozík [N]
 P_{t3s} ... radiální zatížení vozíku [N]

7.2.3 Dynamická analýza

$$\text{Zrychlení osy Z } a_1 = 0.48 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Zrychlení osy Y } a_2 = 15 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



obr. 19 Nákres zrychlení na příčnicku

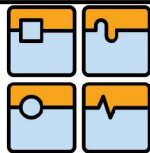
Dynamická analýza z pohledu a_1

a) Při pohybu nahoru

Axiální síla při pohybu nahoru

$$F_{Da} = m_z \cdot g + m_h \cdot g + m_h \cdot a_1 = 200.933 \text{ N} \quad (18)$$

Kde m_z ... hmotnost zátěže osy Z [kg]
 m_h ... hmotnost osy Z [kg]
 a_1 ... zrychlení osy Z [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]



Ekvivalentní dynamické zatížení působící na vozíky dle obr. 21

$$P_{1D1} = \left(\frac{-W_c \cdot g \cdot h_t}{2 \cdot c_v} - \frac{F_{Da} \cdot L_c}{2 \cdot c_v} \right) + \frac{F_m}{4} = 953.273 \text{ N} \quad (19)$$

$$P_{2D1} = P_{1D1}$$

$$P_{3D1} = \left(\frac{W_c \cdot g \cdot h_t}{2 \cdot c_v} + \frac{F_{Da} \cdot L_c}{2 \cdot c_v} \right) + \frac{F_m}{4} = 1.082 \times 10^3 \text{ N} \quad (20)$$

$$P_{4D1} = P_{3D1}$$

Kde
 W_c ... celková hmotnost suportu [kg]
 h_t ... vzdálenost těžiště suportu od kolejnice [m]
 c_v ... vzdálenost mezi kolejnicemi [m]
 F_{Da} ... axiální síla při pohybu nahoru [N]
 L_c ... celková vzdálenost působící síly od osy Z [N]
 F_m ... magnetická síla motoru [N]

b) při pohybu dolů

Axiální síla při pohybu dolů

$$F_{Db} = m_z \cdot g + m_h \cdot g - m_h \cdot a_1 = 191.333 \text{ N} \quad (21)$$

Kde
 m_z ... hmotnost zátěže osy Z [kg]
 m_h ... hmotnost osy Z [kg]
 a_1 ... zrychlení osy Z [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Při pohybu dolů dochází k menšímu zatížení, proto budeme dále počítat se zatížením při pohybu nahoru.

Dynamická analýza z pohledu a_2

Celková hmotnost jezdce

$$m_c = m_z + m_h + m_1 + m_2 = 38 \text{ kg} \quad (22)$$

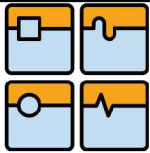
Kde
 m_z ... hmotnost zátěže osy Z [kg]
 m_h ... hmotnost osy Z [kg]
 m_1 ... hmotnost motoru osy Y [kg]
 m_2 ... hmotnost suportu (odhad) [kg]

Těžiště celého suportu s osou Za zátěží na ose Z $l_c = 150 \text{ mm}$

Dynamické zatížení od pohybu v ose Y

$$P_{D2} = m_c \cdot a_2 \cdot \frac{l_c}{d} = 388.636 \text{ N} \quad (23)$$

Kde
 m_c ... celková hmotnost jezdce [kg]
 a_2 ... zrychlení osy Y [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 l_c ... těžiště celého suportu s osou Za zátěží na ose Z [m]
 d ... vzdálenost mezi vozíky [m]

Celkové dynamické zatížení

$$P_{D_{\text{dyn}}} = P_{3D1} + P_{D2} = 1.471 \times 10^3 \text{ N} \quad (24)$$

Kde P_{3D1} ... max. ekvivalentní dyn. zatížení působící na vozík [N]
 P_{D2} ... dynamické zatížení od pohybu v ose Y [N]

Minimální statická únosnost

$$C_{0\text{min}} = P_s \cdot f = 3.522 \times 10^3 \text{ N} \quad (25)$$

Kde P_s ... ekvivalentní statické zatížení pro jeden vozík [N]
 f ... bezpečnostní faktor (volím $f = 3$) Vzhledem k tomu, že neznám zátěžný cyklus volím normální zatížení při horní hranici, kvůli dynamice chodu.

Vzhledem k vysokému dynamickému zatížení vedení volím větší rozměr vedení než je třeba podle minimální statické únosnosti. Volím tedy kuličkové valivé vedení Hiwin [13] HGH 20 CA.

Dynamická únosnost vybraného vedení $C_{\text{dyn}} = 17750 \text{ N}$

Nominální životnost

$$L_z = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{\text{dyn}}}{f_W \cdot P_{D_{\text{dyn}}}} \right)^3 \cdot X = 4.464 \times 10^6 \text{ m} \quad (26)$$

Kde C_{dyn} ... dynamická únosnost vybraného vedení [N]
 $P_{D_{\text{dyn}}}$... celkové dynamické zatížení [N]
 X ... pro kuličkové valivé vedení $X = 50000 \text{ m}$
 f_H ... faktor tvrdosti vedení (volím $f_H = 1$)
 f_T ... faktor provozní teploty (volím $f_T = 1$)
 f_W ... faktor provozního zatížení (volím $f_W = 2,7$)

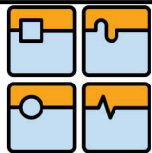
Vyšší faktor provozního zatížení, pro zatížení s rázy a vibracemi pro rychlosti vyšší jak 120m/min.

Hodinová životnost

$$L_h = \frac{L_z}{v} = 8.929 \times 10^7 \text{ s} = 2,48 \cdot 10^4 \text{ h} \quad (27)$$

Kde L_z ... nominální životnost [m]
 v ... rychlost posuvu ($v = 3 \text{ m/min}$)

Při využití stroje v automatizované lince na 2 směny po 7,5hodinách, je plánovaná životnost stroje na 5 let. Tato hodinová životnost toto splňuje.



8 Výpočet pohonu osy X

8.1 Vstupní požadavky na pohon osy X:

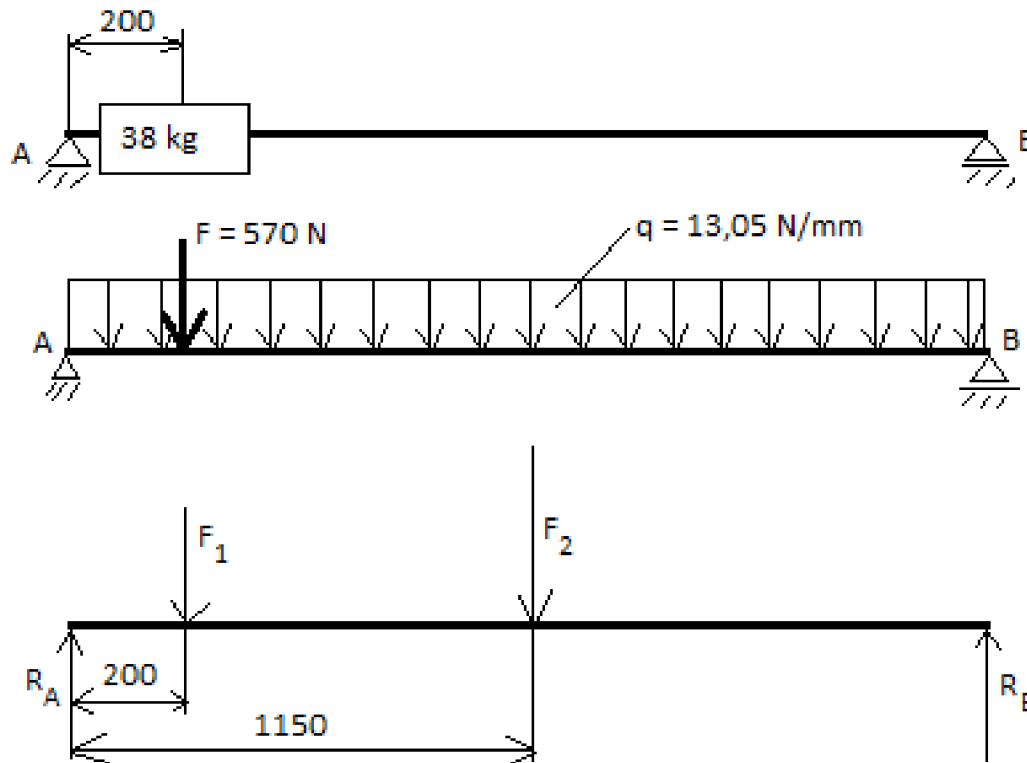
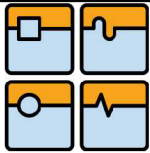
Požadovaná maximální rychlost	$v_{\max} = 180 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Zrychlení osy Y	$a = 15 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Hmotnost příčnicku	$m_p = 200\text{kg}$
Hmotnost jezdce	$m_j = 38\text{kg}$
Vzdálenost mezi pohony	$l_p = 2300\text{mm}$
Nejmenší vzdálenost jezdce od podpory A	$l_j = 200\text{mm}$
Předpokládané vytížení stroje (produktivní čas / prostoj)	$V_{\text{ytížení}} = 70 \%$

8.1.1 Vstupní charakteristiky zvoleného motoru LMF 34

Silová konstanta	$K_f = 130 \frac{\text{N}}{\text{A}}$
Magnetická síla	$F_{\text{mg}} = 13720\text{N}$
Odpor vinutí	$R_{25} = 1.4\Omega$
Poměr napětí ku rychlosti pohybu	$K_v = 59.1 \frac{\text{V}}{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}$
Motorová konstanta	$K_m = 89.7 \frac{\text{N}}{\sqrt{\text{W}}}$
Tepelný odpor	$R_T = 0,2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
Maximální napětí	$U_{\max} = 600\text{V}$
Hmotnost zvoleného motoru	$m_m = 22.5\text{kg}$
Celková hmotnost	$m_c = m_p + 2 \cdot m_m = 245 \text{ kg}$

8.1.2 Reakce z pohledu dosažení požadovaného zrychlení

Požadované zrychlení vyvolá působení setrvačných sil, vzhledem k tomu že je pohon zdvojený, budeme řešit potřebnou sílu motoru jako reakční sílu v podporách. Jelikož se může jezdec osy Y pohybovat, budeme zjišťovat sílu v reakci, kdy je jezdec nejbližší podpoře A. Což vyvolá největší velikost reakční síly v podpoře A.



obr. 20 Zatížení příčniku

Z rovnic statické rovnováhy

Reakce v podpoře B od zrychlení

$$R_B = \frac{m_j \cdot l_j \cdot a + m_c \cdot \frac{l_p}{2} \cdot a}{l_p} = 1.887 \times 10^3 \text{ N} \quad (28)$$

Kde

m_j ... hmotnost jezdce [kg]

l_j ... nejmenší vzdálenost jezdce od podpory A [m]

a ... zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

m_c ... celková hmotnost [kg]

l_p ... vzdálenost mezi pohony [m]

Reakce v podpoře A od zrychlení

$$R_A = m_j \cdot a + m_c \cdot a - R_B = 2.358 \times 10^3 \text{ N} \quad (29)$$

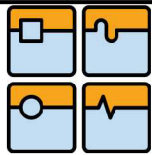
Kde

m_j ... hmotnost jezdce [kg]

a ... zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

m_c ... celková hmotnost [kg]

R_B ... reakce v podpoře B od zrychlení [N]



8.1.3 Z pohledu třecích sil

Reakce v podpoře B od tření

$$R_{Bt} = \left(\frac{m_j \cdot l_j \cdot g + m_c \cdot \frac{l_p}{2} \cdot g}{l_p} \right) \cdot f = 6.169 \text{ N} \quad (30)$$

Kde m_j ... hmotnost jezdce [kg]
 l_j ... nejmenší vzdálenost jezdce od podpory A [m]
 m_c ... celková hmotnost [kg]
 l_p ... vzdálenost mezi pohony [m]
 f ... součinitel valivého tření ($f = 0,005$)

Reakce v podpoře A od tření

$$R_{At} = (m_j \cdot g + m_c \cdot g - R_{Bt}) \cdot f = 13.846 \text{ N} \quad (31)$$

Kde m_j ... hmotnost jezdce [kg]
 m_c ... celková hmotnost [kg]
 R_{Bt} ... reakce v podpoře B od tření [N]
 f ... součinitel valivého tření ($f = 0,005$)

Výsledná špičková síla motoru

Součet reakce od zrychlení a od tření v podpoře, která má větší hodnoty těchto reakcí. Motor se totiž musí dimenzovat na největší možnou zátěž, kterou musí být schopný překonat. V tomto případě je to reakce A, protože jsme uvažovali, že bude suport osy Y, který zároveň nese osu Z nejbližší poloze u podpory A.

$$F_{\max} = R_A + R_{At} = 2.372 \times 10^3 \text{ N} \quad (32)$$

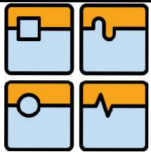
Kde R_A ... reakce v podpoře A od zrychlení [N]
 R_{At} ... reakce v podpoře A od tření [N]

Průměrná síla motoru

$$F_{\text{prum}} = \frac{F_{\max}}{\sqrt{\frac{100}{V_{\text{vytižení}}}}} = 1.984 \times 10^3 \text{ N} \quad (33)$$

Kde F_{\max} ... špičková síla motoru [N]
 $V_{\text{vytižení}}$... předpokládané vytižení stroje [%]

Podle průměrné síly se volí potřebný motor, který se poté musí zkontrolovat, zda splňuje všechny požadavky.



8.1.4 Kontrolované veličiny

Otepleni motoru

Maximální teplota motoru

$$T_{sk} = R_T \cdot \left(\frac{F_{prum}}{K_m} \right)^2 = 97,88^\circ\text{C}$$

$$T_{max} = 120\text{C}$$

Kde R_T ... tepelný odpor [$^\circ\text{C}/\text{W}$] F_{prum} ... průměrná síla [N] K_m ... motorová konstanta [$\frac{\text{N}}{\sqrt{\text{W}}}$]

Špičkový proud

Maximální špičkový proud

$$I_{psk} = \frac{F_{max}}{K_f} = 18,244\text{ A}$$

$$I_p = 37,6\text{ A}$$

Kde F_{max} ... max. špičková síla [N] K_f ... silová konstanta [N/A]

Průměrný proud motoru

Maximální průměrný proud

$$I_{prumsk} = \frac{F_{prum}}{K_f} = 15,264\text{ A}$$

$$I_{prum} = 15,4\text{ A}$$

Kde F_{prum} ... průměrná síla [N] K_f ... silová konstanta [N/A]

Požadované napětí

Maximální napájecí napětí

$$U_p = (I_{psk} \cdot R_{25}) + (v_{max} \cdot K_v) = 202,842\text{ V}$$

$$U_{max} = 600\text{ V}$$

Kde I_{psk} ... špičkový proud [A] R_{25} ... odpor vinutí [Ω] v_{max} ... max. rychlost [m/min] K_v ... poměr napětí/rychlost [$\text{V}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

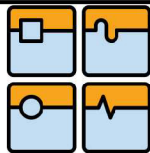
Maximální dosažitelná rychlost

Požadovaná rychlost

$$v_{maxsk} = \frac{U_{max} - (I_{psk} \cdot R_{25})}{K_v} = 9,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{max} = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kde U_{max} ... maximální napětí [V] I_{psk} ... špičkový proud [A] R_{25} ... odpor vinutí [Ω] K_v ... poměr napětí/rychlost [$\text{V}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Maximální špičková síla

$$F_{\max} = 2.372 \times 10^3 \text{ N}$$

Dovolená špičková síla

$$F_{\max\text{dov}} = 4936 \text{ N}$$

Maximální průměrná síla

$$F_{\text{prum}} = 1.984 \times 10^3 \text{ N}$$

Dovolená průměrná síla

$$F_{\text{prumdov}} = 2002 \text{ N}$$

8.2 Výpočet vedení osy X (zdvojený pohon)

8.2.1 Vstupní data

Hmotnost motoru	$m_1 = 22.5 \text{ kg}$
Hmotnost jezdce (odhad)	$m_2 = 15 \text{ kg}$
Celková hmotnost suportu	$W_c = m_1 + m_2 = 37.5 \text{ kg}$
Vzdálenost těžiště suportu od kolejnice	$h_t = 70 \text{ mm}$
Celková vzdálenost působící síly od osy Y	$L_c = 180 \text{ mm}$
Celková hmotnost příčnicku	$m_p = 200 \text{ kg}$
Magnetická síla motoru	$F_m = 13720 \text{ N}$
Vzdálenost mezi kolejnicemi	$c_v = 250 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi vozíky	$d = 500 \text{ mm}$

8.2.2 Statická analýza

Obdobný výpočet jako u pohonu osy Y

Tíhová síla pro jeden pohon

$$F_1 = \frac{m_p \cdot g}{2} = 980.665 \text{ N}$$

Kde m_p ... celková hmotnost příčnicku [kg]

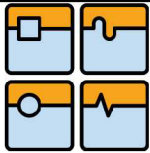
Ekvivalentní statické zatížení působící na vozíky dle obr. 18

$$P_{1s} = \left(\frac{-W_c \cdot g \cdot h_t}{2 \cdot c_v} - \frac{F_1 \cdot L_c}{2 \cdot c_v} \right) + \frac{F_m}{4} = 3.025 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_{2s} = P_{1s}$$

$$P_{3s} = \left(\frac{W_c \cdot g \cdot h_t}{2 \cdot c_v} + \frac{F_1 \cdot L_c}{2 \cdot c_v} \right) + \frac{F_m}{4} = 3.835 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_{4s} = P_{3s}$$



Kde W_c ... celková hmotnost suportu [kg]
 h_t ... vzdálenost těžiště suportu od kolejnice [m]
 c_v ... vzdálenost mezi kolejnicemi [m]
 F_1 ... tíhová síla [N]
 L_c ... celková vzdálenost působící síly od osy Z [N]
 F_m ... magnetická síla motoru [N]

Radiální zatížení vozíků dle obr. 21

$$P_{t1s} = \frac{W_c \cdot g}{4} + \frac{F_1}{4} = 337.104 \text{ N} \quad (34)$$

$$P_{t2s} = P_{t1s}$$

$$P_{t3s} = P_{t1s}$$

$$P_{t4s} = P_{t1s}$$

Kde W_c ... celková hmotnost suportu [kg]
 F_1 ... tíhová síla [N]

Nejvyšší statické zatížení působící na jeden vozík

$$P_s = P_{3s} + P_{t3s} = 4.172 \times 10^3 \text{ N} \quad (35)$$

Kde P_{3s} ... ekvivalentní statické zatížení působící na vozík [N]
 P_{t3s} ... radiální zatížení vozíku [N]

8.2.3 Dynamická analýza

Při pohybu v ose X

Setrvačná síla

$$F_s = m_p \cdot a_x = 3 \times 10^3 \text{ N} \quad (36)$$

Kde m_p ... celková hmotnost příčnicku [kg]
 a_x ... zrychlení osy X ($a_x = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)

Ekvivalentní dynamické zatížení při pohybu v ose X

$$P_{1D} = \frac{F_s \cdot l_y}{d} \cdot 0.7 = 1.163 \times 10^3 \text{ N} \quad (37)$$

Kde F_s ... setrvačná síla [N]
 l_y ... těžiště od osy Y ($l_y = 0,277 \text{ m}$)
 d ... vzdálenost mezi vozíky [m]

Koeficient je z důvodu vytížení motoru

Při pohybu v ose Y (příčníc)

Setrvačná síla

$$F_{D2} = m_j \cdot a_y = 570 \text{ N} \quad (38)$$

Kde m_j ... hmotnost jezdce na ose Y [kg]
 a_y ... zrychlení osy Y ($a_y = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)

Ekvivalentní dynamické zatížení při pohybu v ose Y

$$P_{D2} = \frac{F_{D2} \cdot x}{2 \cdot c_v} \cdot 0.7 = 229.824 \text{ N} \quad (39)$$

Kde F_{D2} ... setrvačná síla [N]
 x ... vzdálenost osy Y od osy X ($x = 0,288 \text{ m}$)
 c_v ... vzdálenost mezi kolejnicemi [m]

Celková zatížení vedení

$$P_{D_{\text{dyn}}} = P_s + P_{1D} + P_{D2} = 5.565 \times 10^3 \text{ N} \quad (40)$$

Kde P_s ... nejvyšší statické zatížení působící na jeden vozík [N]
 P_{1D} ... ekvivalentní dynamické zatížení při pohybu v ose X [N]
 P_{D2} ... ekvivalentní dynamické zatížení při pohybu v ose Y [N]

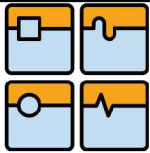
Minimální statická únosnost

$$C_{0\text{min}} = P_s \cdot f = 1.251 \times 10^4 \text{ N} \quad (41)$$

Kde P_s ... ekvivalentní statické zatížení pro jeden vozík [N]
 f ... bezpečnostní faktor (volím $f = 3$) Vzhledem k tomu, že neznám zátěžný cyklus volím normální zatížení při horní hranici, kvůli dynamice chodu.

Vzhledem k vysokému statickému a taky celkovému zatížení volím větší rozměr vedení než je třeba podle minimální statické únosnosti. Volím tedy válečkové valivé vedení Hiwin [13] RGH 30 HA

Dynamická únosnost vybraného vedení $C_{\text{dyn}} = 48100 \text{ N}$



Nominální životnost

$$L_z = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{\text{dyn}}}{f_W \cdot P_{\text{Dyn}}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot X = 4.835 \times 10^6 \text{ m} \quad (42)$$

Kde

 C_{dyn} ... dynamická únosnost vybraného vedení [N] P_{Dyn} ... celkové zatížení vedení [N] X ... pro válečkové valivé vedení ($X = 100000 \text{ m}$) f_H ... faktor tvrdosti vedení (volím $f_H = 1$) f_T ... faktor provozní teploty (volím $f_T = 1$) f_W ... faktor provozního zatížení (volím $f_W = 2,7$)

Vyšší faktor provozního zatížení, pro zatížení s rázy a vibracemi pro rychlosti vyšší jak 120m/min.

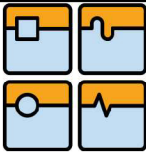
Hodinová životnost

$$L_h = \frac{L_z}{v} = 9.671 \times 10^7 \text{ s} = 2,686 \cdot 10^4 \text{ h} \quad (43)$$

Kde

 L_z ... nominální životnost [m] v ... rychlost posuvu ($v = 3 \text{ m/min}$)

Při využití stroje v automatizované lince na 2 směny po 7,5hodinách, je plánovaná životnost stroje na 5 let. Tato hodinová životnost toto splňuje.



9 Volba pohonu pro osu Z

Jedná se o vertikální polohu osy s velmi malým zdvihem (120 mm). Funkce osy Z spočívá v nastavení vzdálenosti mezi materiálem a tryskou (laser, plasma) v závislosti na tloušťce zvoleného materiálu. Z tohoto důvodu vyplývá pracovní charakter, kdy k přestavení dojde vždy na začátku nového cyklu (kontinuální řez). K tomuto účelu není důležitá vysoká přesnost polohování. Jelikož se jedná o vertikální polohu osy, musíme zajistit zabrzdění v dané poloze. Z hlediska zástavby je nejvhodnější pohon pro osu Z kuličkovým šroubem.

9.1 Výhody a nevýhody kuličkového šroubu

- + Možnost velkých axiálních sil díky převodu do pomala
- + Nízká cena
- + Možnost nepřímého odměřování
- + Relativně vysoká tuhost

- Omezená posuvová rychlost
- Omezená délka zdvihu
- Vyšší setrvačné hmoty

9.2 Výpočet pohonu osy Z

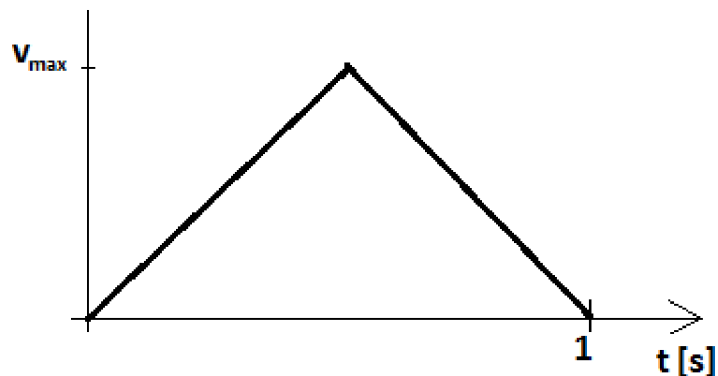
9.2.1 Vstupní požadavky na pohon osy Z:

Hmotnost přesouvaných hmot	$m_z = 10 \text{ kg}$
Délka zdvihu	$l_z = 120 \text{ mm}$
Celková délka kuličkového šroubu	$l_k = 370 \text{ mm}$
Čas pojezdu po celé délce zdvihu	$t_c = 1 \text{ s}$

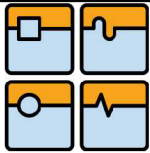
Zvolen kuličkový šroub v provedení SE od firmy HIWIN [13]

Průměr kuličkového šroubu	$d_k = 12 \text{ mm}$
Stoupání	$s_k = 4 \text{ mm}$

Osa Z má velmi malý zdvih, který slouží k nastavení vzdálenosti řezací hlavy od řezaného plechu. Aby bylo docíleno nejrychlejšího přestavení, zvolila jsem trojúhelníkový průběh pracovního cyklu.



obr. 21 Trojúhelníkový pracovní cyklus



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Z trojúhelníkového zatížení lze vypočítat zrychlení podle vztahu:

$$a = \frac{2 \cdot s_p}{t^2} = 0,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (44)$$

kde
a ... zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 s_p ... polovina zdvihu [mm]
t ... polovina času celého zdvihu [s]

dále maximální rychlost: $v_{\max} = a \cdot t = 0,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (45)

kde
 v_{\max} ... maximální rychlost osy Z [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
a ... zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
t ... polovina času celého zdvihu [s]

a otáčky: $n = \frac{v_{\max}}{s_k} = 3600 \text{ min}^{-1}$ (46)

kde
n ... otáčky [min^{-1}]
 v_{\max} ... maximální rychlost osy Z [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]
 s_k ... stoupání [m]

výpočet kritických otáček $n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 = 1,648 \times 10^4 \text{ min}^{-1}$ (47)

kde
 n_k ... kritické otáčky [min^{-1}]
 k_d ... koeficient uložení (volím 1,88)
 d_k ... průměr kuličkového šroubu [mm]
 l_k ... délka kuličkového šroubu [mm]

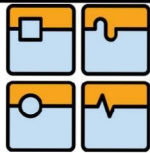
vynásobením kritických otáček číslem 0,8 získáme maximální povolené otáčky
 $n_{\max} = 0,8 \cdot n_k = 1,318 \times 10^4 \text{ min}^{-1}$ (48)

Vypočítané otáčky z maximální rychlosti a stoupání (n) nesmí být vyšší než maximální otáčky n_{\max} .

Dále je potřeba vypočítat oběhový faktor D_n , který určuje, zda jsou kuličky schopné obíhat ve vratných kanálkách. Jeho hodnota pro standardní matice musí být nižší než 100 000. Vypočte se ze vztahu :

$$D_n = d_k \cdot n = 43\,200 \quad (49)$$

kde
 D_n ... oběhový faktor [-]
 d_k ... průměr kuličkového šroubu [mm]
n ... otáčky [min^{-1}]

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0.829 \quad (50)$$

Kde

 η_s ... účinnost KŠM (volím 0,92) η_v ... účinnost valivého vedení (volím 0,98) η_L ... účinnost uložení radiálního ložiska (volím 0,92)Moment tíhové složky

$$M_{GT} = \frac{m_z \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot s_k}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 0.075 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (51)$$

Kde

 m_z ... hmotnost zátěže [kg] α ... náklon vedení (90°) s_k ... stoupání kuličkového šroubu [mm] i ... převodový poměr (1) η_c ... celková účinnostNormálová síla

$$F_n = \frac{m_z \cdot g \cdot h}{2 \cdot d} = 70.047 \text{N} \quad (52)$$

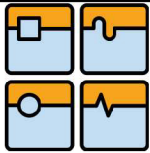
Kde

 m_z ... hmotnost zátěže [kg] h ... vzdálenost těžiště od vedení ($d = 0,07 \text{ m}$) d ... vzdálenost mezi vozíky ($h = 0,1 \text{ m}$)Moment potřebný k překonání odporu ve vedení

$$M_G = \frac{F_n \cdot f_1 \cdot s_k}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 2.634 \times 10^{-4} \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (53)$$

Kde

 F_n ... normálová síla [N] f_1 ... tření ve vedení (0,005) s_k ... stoupání kuličkového šroubu [mm] i ... převodový poměr (1) η_s ... účinnost KŠM (volím 0,92) η_L ... účinnost uložení radiálního ložiska (volím 0,92)

Moment třecích sil v ložisku

$$M_L = \frac{0.5 \cdot (F_n \cdot f_1 + m_z \cdot g \cdot \sin(\alpha)) \cdot d_L \cdot f_3}{i} = 1.181 \times 10^{-3} \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (54)$$

Kde

- F_n ... normálová síla [N]
- m_z ... hmotnost zátěže [kg]
- α ... náklon vedení (90°)
- i ... převodový poměr (1)
- d_L ... průměr hřídele pod ložiskem ($d_L = 0,008$ m)
- f_1 ... tření ve vedení (0,005)
- f_2 ... ekvivalentní tření pod ložiskem (0,003)

Motor se volí z výpočtu statického momentu zátěže redukováného na hřídel motoru, který se skládá z momentu tíhové složky, momentu potřebného pro překonání odporu ve vedení, momentu od třecích sil v ložisku. V případě předepnutí kuličkového šroubu se do výpočtu zahrnuje moment od předepnutí KŠM.

Statický moment redukováný na hřídel motoru

$$M_m = M_{GT} + M_G + M_L = 0.077 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (55)$$

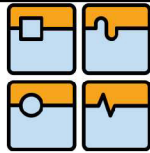
Kde

- M_{GT} ... moment tíhové složky [Nm]
- M_G ... moment potřebný k překonání odporu ve vedení [Nm]
- M_L ... moment třecích sil v ložisku [Nm]

Z katalogu motorů Bonfiglioli [14] volím nejmenší možný motor BTD2-0026-45-400 s integrovanou brzdou.

Motor		BTD2-0026-45-400
Stall torque	M_G [m]	0,26
Rated speed	n_n [min ⁻¹]	4500
Inverter DC-bus	V_{dc} [V]	560
Rated AC motor voltage	V_n [V]	330
Motor poles number	P_{mot}	6
Resolver poles number	P_{res}	2
Rated torque	M_n [Nm]	0,24
Rated AC current	I_n [A]	0,68
Stall AC current	I_G [A]	0,42
Torque peak	M_{max} [Nm]	1,0
Current peak	I_{max} [A]	1,7
EMF constant	K_E [W/1000min ⁻¹]	37,5
Torque constant	K_T [Nm/A]	0,62
Rated power	P_n [W]	110
Phase to phase stator resistance	R_{pp} [Ω]	106
Phase to phase stator inductance	L_{pp} [mH]	176,0
Rotor inertia	J_m [kgcm ²]	0,06
Electrical time constant	τ_{el} [ms]	1,7
Thermal time constant	τ_{th} [min]	13
Weight without brake	m_M [kg]	0,750
Weight with brake	m_{MF} [kg]	1,190

Tab. 9 Hodnoty motoru pro pohon osy Z [14]

**9.2.2 Moment potřebný pro dosažení požadované dynamiky**

Moment setrvačnosti motoru $J_{\text{mot}} = 0,06 \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$

Moment setrvačnosti brzdy $J_{\text{brzdy}} = 0,068 \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$

Moment setrvačnosti spojky $J_{\text{sp}} = 252 \cdot 10^{-8} \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$ [15]

Spojka OLDHAM se svěrným spojem od Matis o průměru 25mm

Moment setrvačnosti KŠM

$$J_{\text{kšm}} = \frac{1}{2} m_{\text{kšm}} \cdot r_{\text{kšm}}^2 = 1,18 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (56)$$

Kde $m_{\text{kšm}}$... hmotnost KŠM ($m_{\text{kšm}} = 0,655 \text{ kg}$)
 $r_{\text{kšm}}$... poloměr KŠM ($r_{\text{kšm}} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$)

Redukovaný moment setrvačnosti

$$J_{\text{RED}} = m_{\text{kšm}} \cdot \left(\frac{s_k}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 2,656 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (57)$$

Kde $m_{\text{kšm}}$... hmotnost KŠM [kg]
 s_k ... stoupání kuličkového šroubu [mm]

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru

$$J_{\text{rhm}} = J_{\text{sp}} + J_{\text{kšm}} + J_{\text{RED}} + J_{\text{mot}} + J_{\text{brzdy}} = 2,738 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (58)$$

Úhlové zrychlení

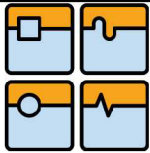
$$\varepsilon_m = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi \cdot i}{s_k} = 753,982 \frac{1}{\text{s}^2} \quad (59)$$

Kde a ... rychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
 s_k ... stoupání kuličkového šroubu [mm]

Moment potřebný pro dosažení požadované dynamiky

$$M_{\text{mdyn}} = J_{\text{rhm}} \cdot \varepsilon_m + M_m = 0,097 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (60)$$

Kde J_{rhm} ... Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru [$\text{m}^2\cdot\text{kg}$]
 ε_m ... úhlové zrychlení [$1\cdot\text{s}^{-2}$]



9.2.3 Kontrola KŠM na vzpěr

Kritická síla KŠM

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 3.105 \times 10^4 \text{ N} \quad (61)$$

Kde k_k ... Koeficient typu uložení (2,05)
 d_k ... průměr kuličkového šroubu [mm]
 l_k ... délka kuličkového šroubu [mm]

Maximální provozní síla

$$F_{kmax} = \frac{F_k}{2} = 1.553 \times 10^4 \text{ N} \quad (62)$$

Maximální axiální síla působící v KŠM

$$F_{max1} = \frac{(M_{mdyn} - M_L) \cdot 2 \cdot \pi}{s_k} = 151.07 \text{ N} \quad (63)$$

Kde M_{mdyn} ... moment potřebný pro dosažení požadované dynamiky [Nm]
 M_L ... moment třecích sil v ložisku [Nm]
 s_k ... stoupání kuličkového šroubu [mm]

Podmínka $F_{max1} < F_{kmax}$ Splněno

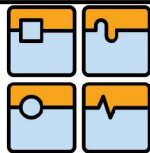
9.2.4 Kontrola životnosti

Životnost

$$L_1 = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{max1}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m} = 7.505 \times 10^7 \text{ s} = 2,085 \times 10^4 \text{ h} \quad (64)$$

Kde C_{dyn} ... dynamická únosnost pro zvolený KŠM [N]
 n_m ... nominální otáčky [min^{-1}] (polovina otáček n , jelikož je zátěžný cyklus trojúhelníkový)

Při využití stroje v automatizované lince na 2 směny po 7,5hodinách, je plánovaná životnost stroje na 5 let. Tato hodinová životnost toto splňuje.



9.3 Výpočet vedení osy Z

9.3.1 Vstupní data

Zrychlení osy X a Y	$a = 15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
Přesouvaná hmotnost	$m_z = 10 \text{ kg}$
Vzdálenost těžiště od vedení	$h = 0,1 \text{ m}$
Vzdálenost mezi vozíky	$d = 0,07 \text{ m}$
Zrychlení osy Z	$a_z = 0,48 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
Rychlost osy Z	$v_z = 0,24 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Radiální síla

$$F_r = m_z \cdot a = 150 \text{ N} \quad (65)$$

Kde

m_z ... přesouvaná hmotnost [kg]
 a ... zrychlení osy Y [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Normálová síla od zrychlení

$$F_{n1} = m_z \cdot a = 150 \text{ N} \quad (66)$$

Kde

m_z ... přesouvaná hmotnost [kg]
 a ... zrychlení osy X [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Normálová síla od klopného momentu

$$F_{n2} = \frac{m_z \cdot g \cdot h}{d} = 140,095 \text{ N} \quad (67)$$

Kde

m_z ... přesouvaná hmotnost [kg]
 h ... vzdálenost těžiště od vedení [m]
 d ... vzdálenost mezi vozíky [m]

Klopný moment působící na vedení od přesouvané hmoty

$$M_k = F_r \cdot h = 15 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (68)$$

Kde

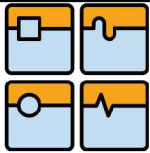
F_r ... radiální síla [N]
 h ... vzdálenost těžiště od vedení [m]

Ekvivalentní statické zatížení pro jeden vozík

$$P_s = F_r + F_{n1} + F_{n2} = 440,095 \text{ N} \quad (69)$$

Kde

F_r ... radiální síla [N]
 F_{n1} ... normálová síla od zrychlení [N]
 F_{n2} ... normálová síla od klopného momentu [N]



Minimální statická únosnost

$$C_{0\min} = P_s \cdot f = 1.32 \times 10^3 \text{ N} \quad (70)$$

Kde P_s ... ekvivalentní statické zatížení pro jeden vozík [N]
 f ... bezpečnostní faktor (volím $f = 3$) Vzhledem k tomu, že neznám zátěžný cyklus volím normální zatížení při horní hranici, kvůli dynamice chodu.

Dle hodnoty minimální statické únosnosti volím z katalogu Hiwin [13] kuličkové valivé vedení EGW 15 SC. Je to nejmenší možné vedení.

Dynamická únosnost vybraného vedení $C_{\text{dyn}} = 5350 \text{ N}$
Maximální přenášený moment jednoho vozíku $M_x = 80 \text{ Nm}$
Maximální přenášený moment jednoho vozíku musí větší než polovina klopného momentu působícího na vedení od přesouvané hmoty $2 \cdot M_x > M_k$ Splňuje

9.3.2 Výpočet dynamického zatížení

Na vedení bude působit dynamické zatížení od normálové síly

$$P_{\text{dyn}} = \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot a_z \cdot \frac{h}{d} = 3.429 \text{ N} \quad (71)$$

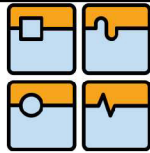
Kde m_z ... přesouvaná hmotá [kg]
 a_z ... zrychlení osy Z [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 h ... vzdálenost těžiště od vedení [m]
 d ... vzdálenost mezi vozíky [m]

Vzhledem k tomu, že je osa Z použita pouze pro nastavení vzdálenosti od řezaného materiálu, je velikost dynamického zatížení je v porovnání se statickým zatížením velmi malá. Nebude tady tak dynamicky namáhána.

Celkové ekvivalentní zatížení

$$P = P_{\text{dyn}} + P_s = 443.524 \text{ N} \quad (72)$$

Kde P_{dyn} ... dynamické zatížení [N]
 P_s ... ekvivalentní statické zatížení pro jeden vozík [N]



9.3.3 Výpočet životnosti valivého vedení

Nominální životnost

$$L_z = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{\text{dyn}}}{f_W \cdot P} \right)^3 \cdot X = 5.079 \times 10^7 \text{ m} \quad (73)$$

Kde

- C_{dyn} ... dynamická únosnost vybraného vedení [N]
- P ... celkové ekvivalentní zatížení [N]
- X ... pro kuličkové valivé vedení $X = 50000 \text{ m}$
- f_H ... faktor tvrdosti vedení (volím $f_H = 1$)
- f_T ... faktor provozní teploty (volím $f_T = 1$)
- f_W ... faktor provozního zatížení (volím $f_W = 1,2$)

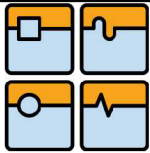
Hodinová životnost

$$L_h = \frac{L_z}{v_z} = 2.116 \times 10^8 \text{ s} = 5,878 \cdot 10^4 \text{ h} \quad (74)$$

Kde

- L_z ... nominální životnost [m]
- v_z ... rychlost osy Z [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

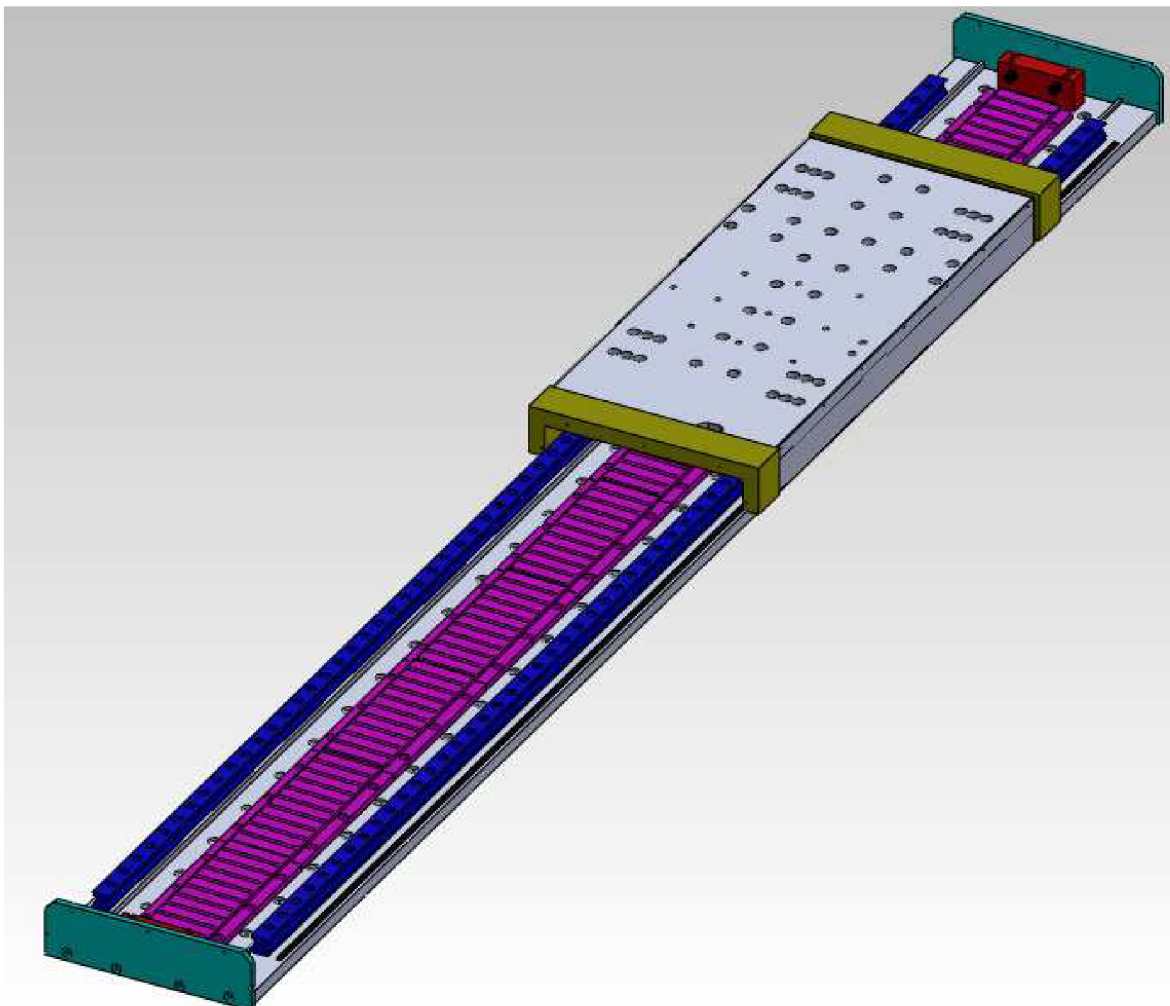
Tato životnost je dostatečně velká, aby vedení sloužilo požadovaných 5 let.



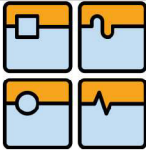
10 Konstrukce pohonů os

10.1 Osa X

Osa X je složena z motoru LMF34 a segmentových dílů statorové části. Dále pak lineárního valivého válečkového vedení RGH 30HA a pneumatické brzdy Nexen [16]. Lineární motor vyžaduje použití přímého odměřování. Toto odměřování musí splňovat požadavek na vysokou rychlost posuvu a musí být rezistentní proti účinkům magnetického pole. Pro použití v aplikacích s lineárními motory se používá odměřování TONIC firmy Renishaw [17], které se mimo jiné vyznačuje snadnou instalací odměřovacího pravitka. Pro mazání vozíků a pro přívod stlačeného vzduchu k brzdám jsou v desce suportu vyvrtány přívodní kanálky.

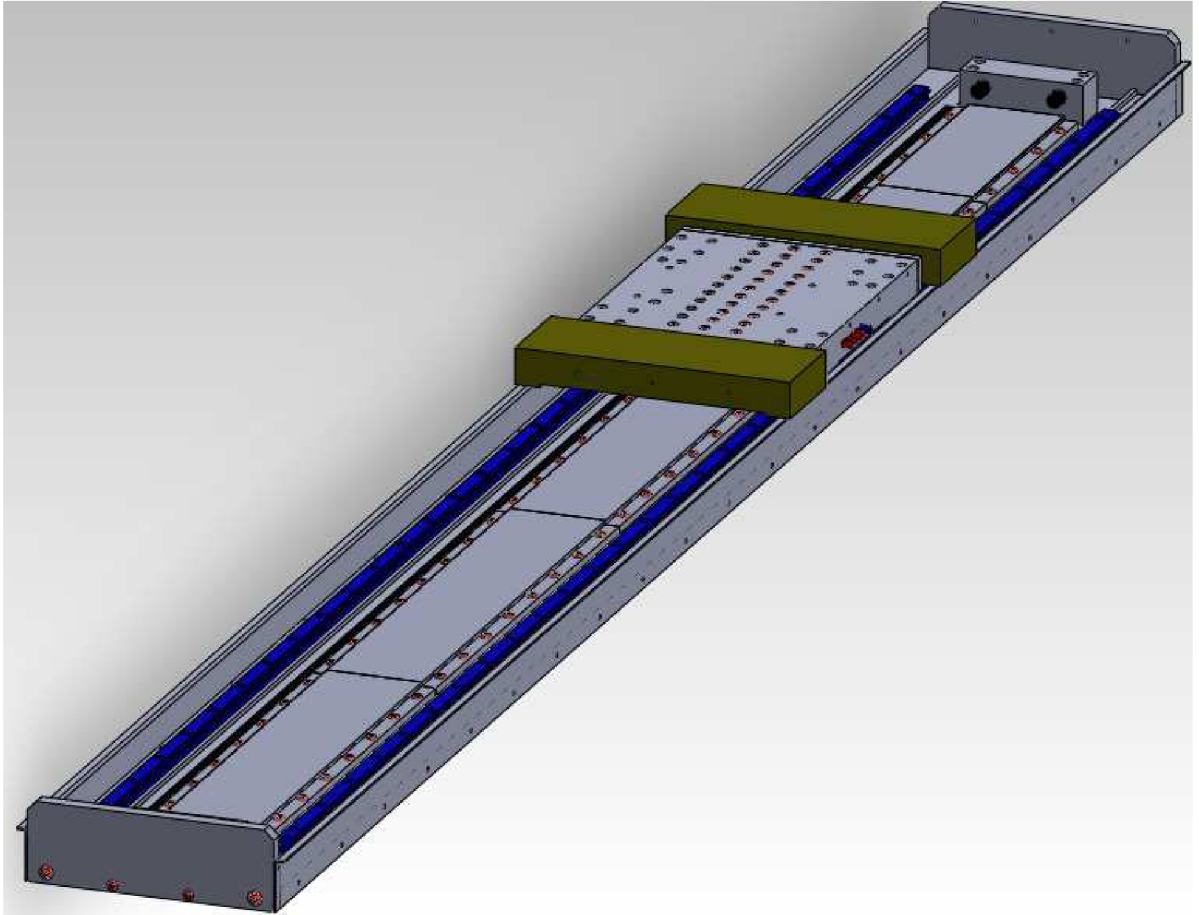


obr. 22 Osa X

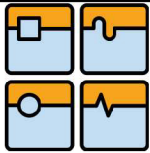


10.2 Osa Y (příčník)

Osa Y je konstruována stejným způsobem jako osa X je zde použit slabší motor LMS47 a valivé kuličkové vedení HGH 20 CA. Obě osy jsou chráněny krycími měchy firmy Hennlich [18] v provedení s materiálem měchu odolnému vůči vysokým teplotám, který je přímo pro aplikace řezání laserem či plasmou. O přívod energetických kabelů, kabelů odměřování a hadic pro přívod asistenčního plynu jsou voleny energořetězy firmy Igus [19].

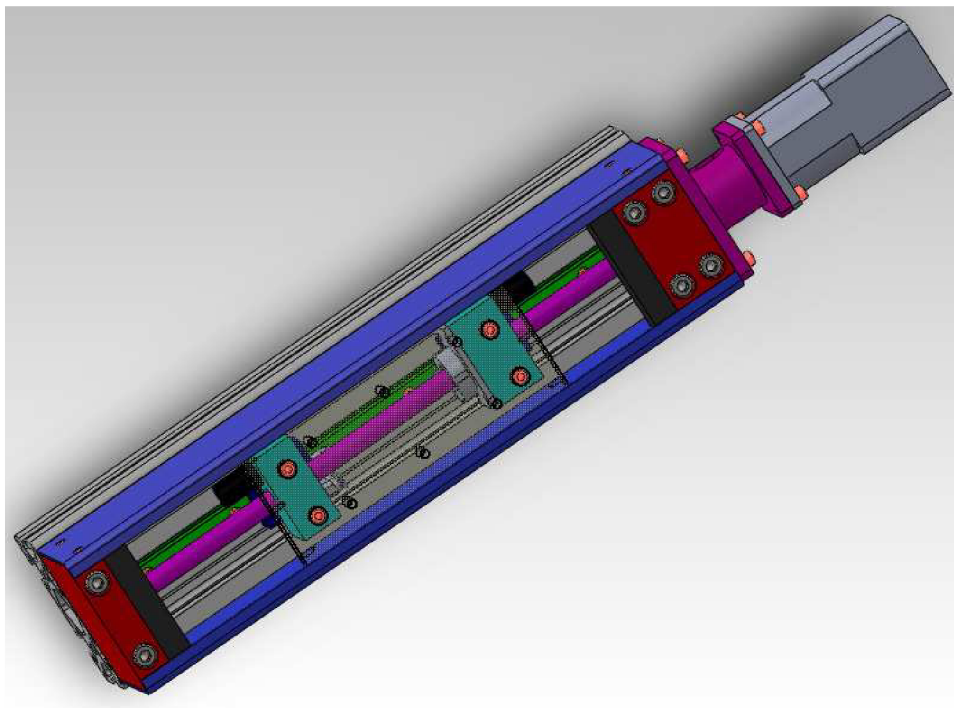


obr. 23 Osa Y

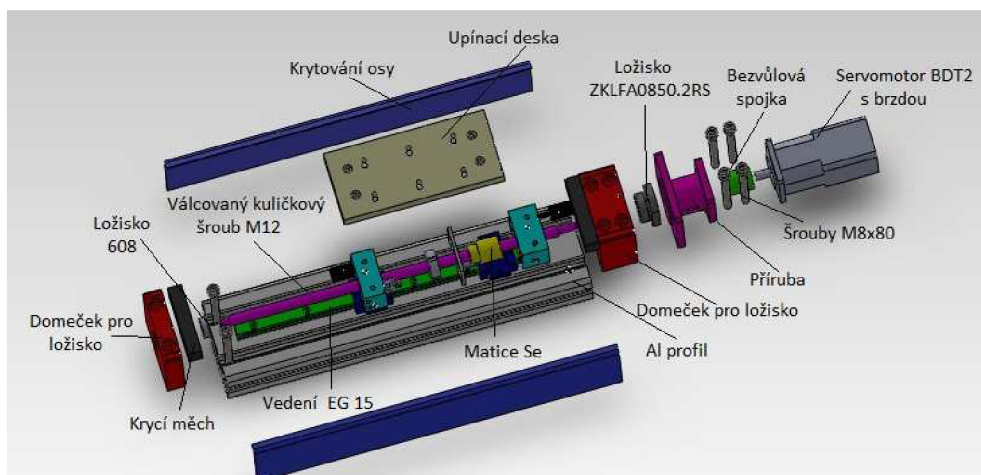


10.3 Osa Z

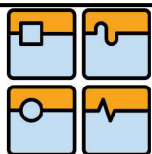
Osa Z je realizována kuličkovým šroubem, neboť nemusí dosahovat takových dynamických požadavků jako v případě os X a Y. K jejímu použití dochází pouze při změně tloušťky materiálu, aby bylo možné nastavit vzdálenost mezi tryskou a materiálem. Pro konstrukci osy je využito hliníkového extrudovaného profilu, pro jednoduchou zástavbu komponent a jednoduché upnutí na suport osy Y. Pro odměřování je využito integrovaného inkrementálního encodéru v motoru [14]. Pro detekci koncových poloh a referenční polohy je využito indukčních snímačů.



obr. 24 Osa Z



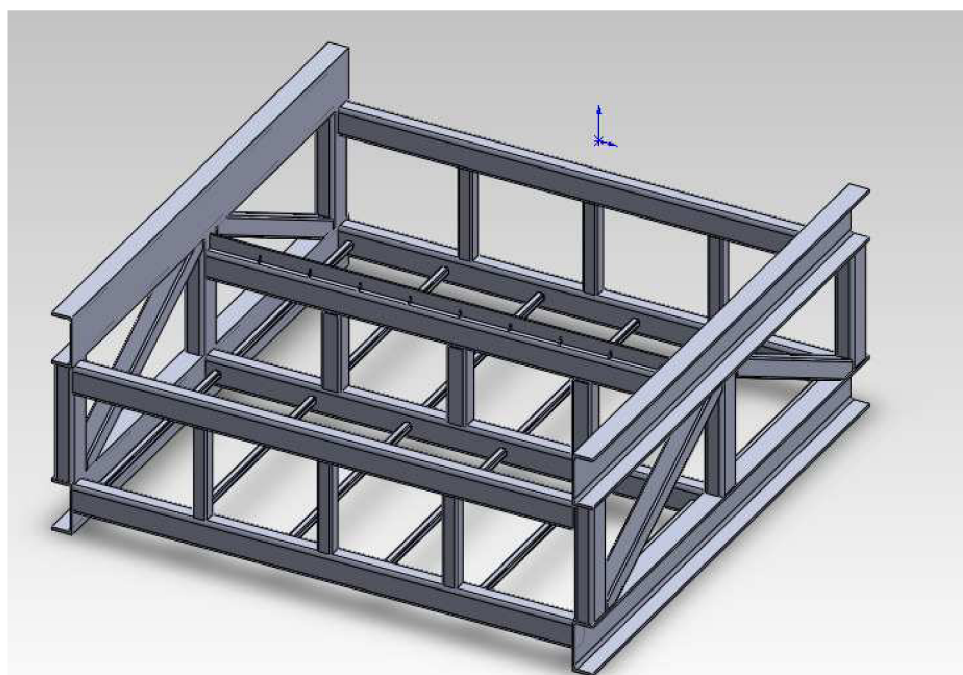
obr. 25 Rozložená osa Z



11 Konstrukce rámu stroje

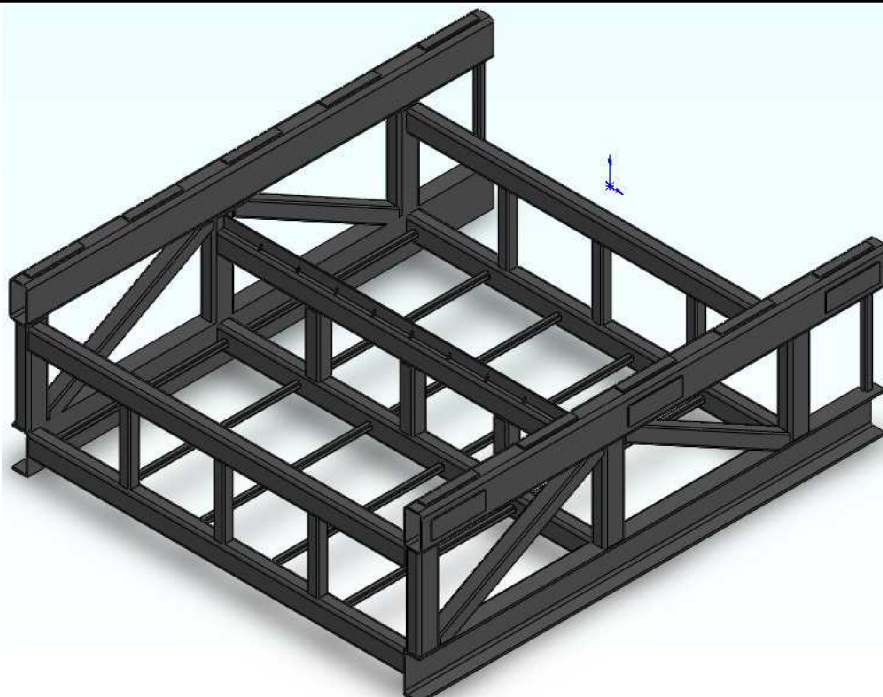
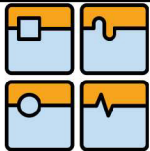
Vzhledem k malým rozměrům stroje (rozměr rámu 2600 x 2200), je rám volen jako svařovaná konstrukce. Při větších rozměrech stroje by bylo vhodné volit rám jako částečně montovaný z důvodu lepší přepravy, zde to však není nutné.

Celý rám stroje je svařen ze čtvercových a obdélníkových profilů. Pro zástavbu pohonů byl v původním řešení volen profil UPE (obr. 26), který měl pohon zároveň chránit.



obr. 26 Původní konstrukce rámu stroje

Po zvolení pohonu a jeho výpočtu se tento pohon do profilu nevešel, konečné řešení je tedy obdélníkový profil, na který jsou navařeny ustavovací základny, které se po svaření celého rámu opracují, aby bylo možné docílit rovnoběžnosti pohonů. Profil UPE je na spodní straně rámu, kde lze využít jednouchého uchycení na patky. Oproti původnímu řešení je konečné řešení prodloužené kvůli délce motoru a také kvůli vzdálenosti mezi vozíky, pro delší životnost vedení. V prostoru prodloužení stroje jak je vidět na obr. 20, budou umístěny technologie laseru, nebo plasmu a také zde bude vývod odsávání.

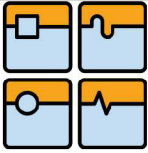


obr. 27 Konečné řešení rámu stroje

Stroj pro řezání laserem nebo plasmou, musí obsahovat odsávací systém, který odvádí zplodiny vznikající během řezání z pracovního prostoru (haly). Pro odsávání je nutné vytvořit podtlak v celém pracovním prostoru. Podtlak se vytvoří odsávacím zařízením, které je spojené s filtrační jednotkou. Aby byl sací výkon co nejvyšší je nutné celý rám stroje zakrytovat a utěsnit (pracovní prostor) obr. 21.



obr. 28 Zakrytovaný rám stroje s otvorem pro odsávání



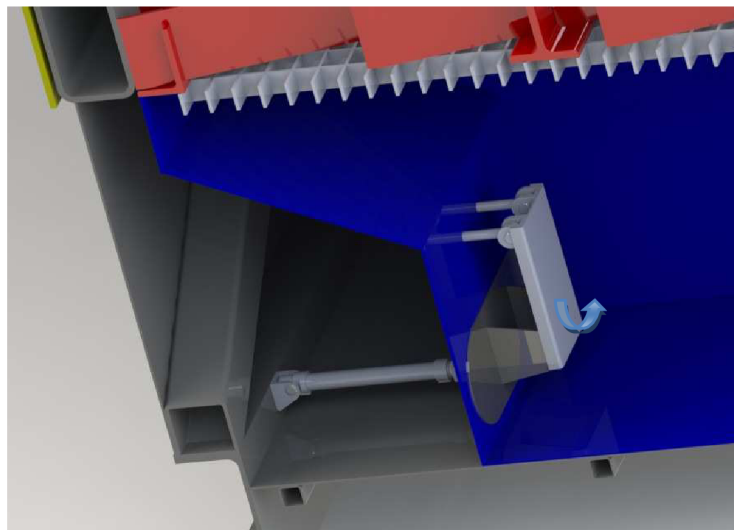
11.1 Odsávání stolu

Pro snížení ztrát je odsávání řešeno sekčně pomocí čtyř odsávacích van. Vždy je odsávám pouze prostor nad vanou, kde probíhá řezání materiálu. Každá vana má na obou stranách odsávací otvory.

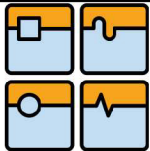


obr. 29 Odsávací vana

Spouštění odsávání v jednotlivých vanách je realizováno pneumatickým pístem[20], který otevře těsnící klapku. Otvírání van je určeno polohou řezací hlavy prostřednictvím odměřovacího systému. Aby byl prostor, kudy budou zplodiny z vany odsávány co největší je pant těsnící klapky umístěn tak, aby došlo k co nejrovnoměrnějšímu oddálení klapky od stěny vany (vznik rovnoměrné mezery). Kdyby byl pant umístěn přímo na okraji klapky, jedna hrana klapky by nekonala téměř žádný pohyb, vytvořila by se nerovnoměrná mezera. Zdvih ovládacího pohonu by musel být násobně větší, aby se vytvořila mezera o stejné velikosti.



obr. 30 Otvírání sacího prostoru

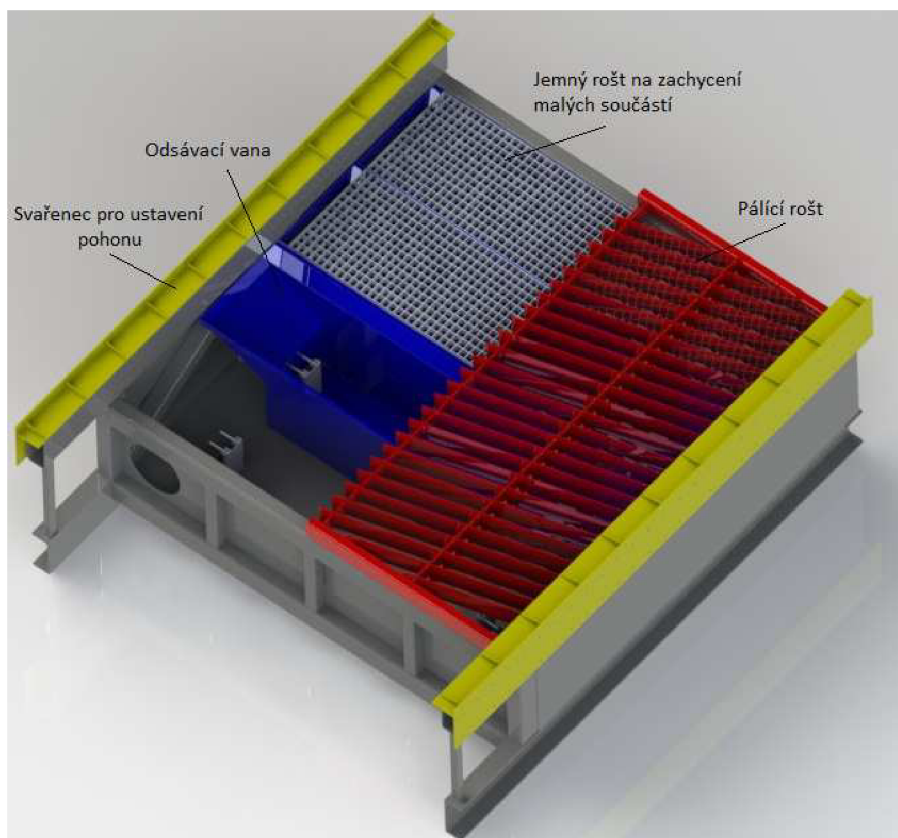


11.2 Komponenty stolu

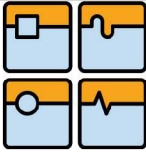
Do každé vany jsou zasazeny dva jemné rošty (1000 x500 mm) na zachycení malých součástí, aby nepropadli až na dno vany. Nad těmito rošty jsou dva pálicí rošty, které jsou složeny z rámu a výměnných lamel. Výměnné lamely jsou vhodné z důvodu propalu. Středová místa budou pravděpodobně propáleny dříve jak lamely u kraje roštu, tak aby se nemusel měnit celý rošt, ale vymění se jen jednotlivé lamely.

Lamely jsou navíc pod úhlem 15°, tím je menší pravděpodobnost že bude řez přímo po délce lamely a zvýší se tak životnost jednotlivých lamel.

Dalším prvkem stolu jsou díly, které slouží ke správnému ustanovení pohonů. Tyto díly jsou přimontovány k rámu stroje na ustavovací základny a dokonalé rovnoběžnosti se docílí přes stavěcí šrouby.

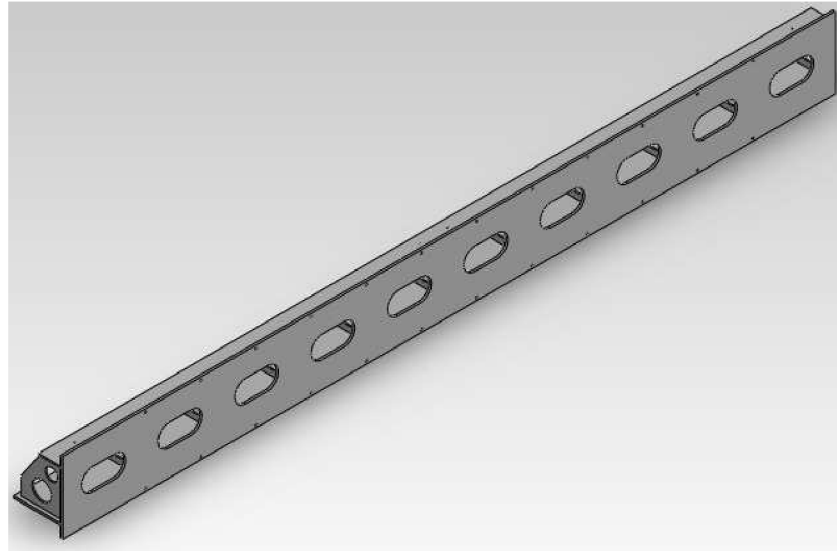


obr. 31 Pohled na komponenty stolu



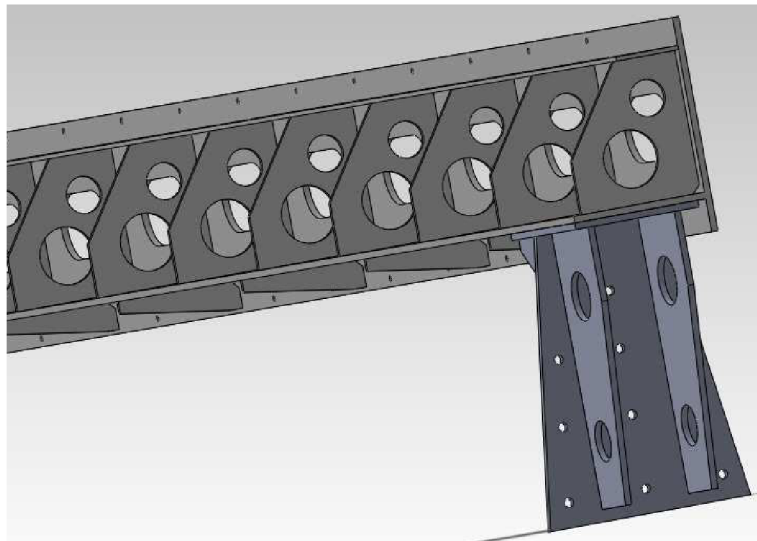
11.3 Konstrukce příčnicku

Příčník je svařovaná konstrukce, jejímž základem jsou dvě desky o tloušťce 8mm, které jsou vyztuženy žebry o tloušťce 5mm. Na žebrech je navařena deska na, kterou se umístí plech pro odvalování energořetězu. V příčníku i v žebrech jsou otvory pro snížení hmotnosti.

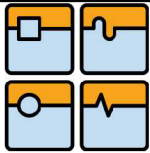


obr. 32 Příčník

Bočnice jsou k příčníku přimontované. Bočnice mají pro zvýšení tuhosti také žebra, ve kterých jsou vybrání, aby jejich hmotnost nebyla tak velká.



obr. 33 Příčník s bočnicemi

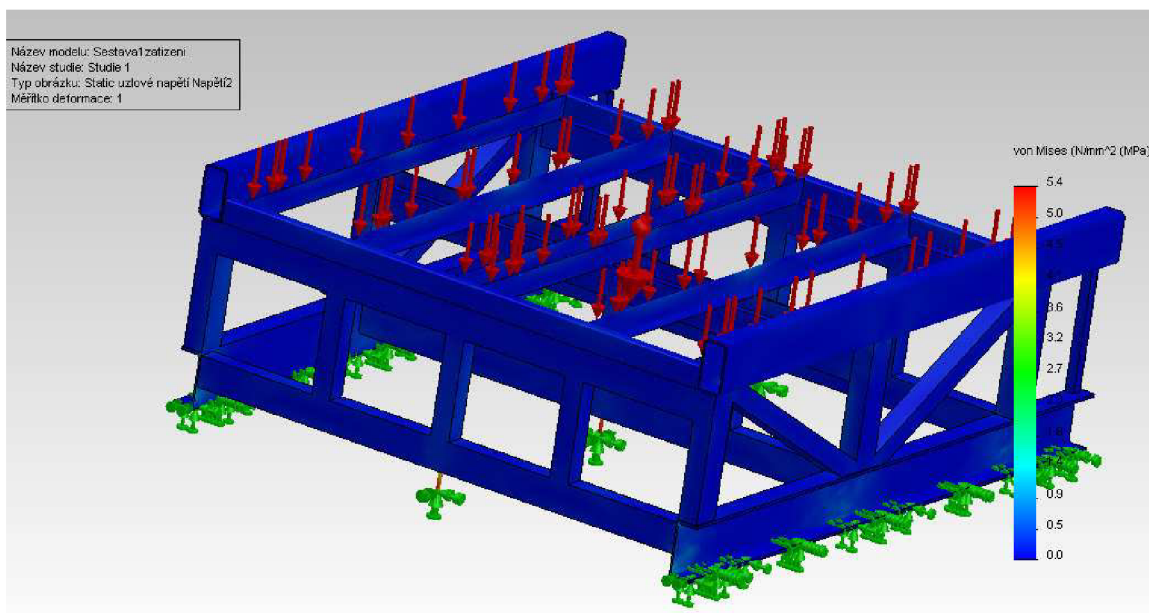


12 Pevnostní analýza

Vzhledem k tomu že se jedná o koncepční návrh stroje, nezabývala jsem se pevnostní analýzou podrobněji, ale využila jsem pro základní představu pro dimenzování rozměrů rámu a příčnicku stroje modul simulation integrovaný v 3D modeláři SolidWorks 2011. Z této analýzy se jeví rám a příčník dostatečně pevný.

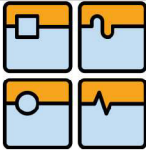
12.1 Analýza rámu

Rám je zatížen hmotností obráběného plechu a je dimenzován na jeho nosnost.

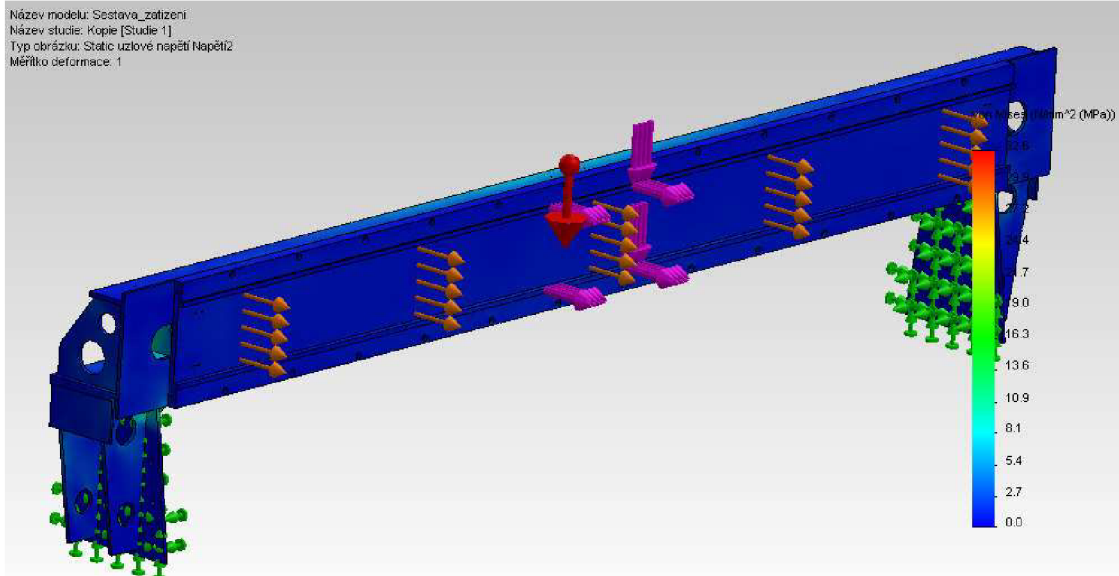


obr. 34 Zatížení stolu

Na stole jsou nejvíce namáhány stavitelné nohy, které však vydrží sílu 16kN.

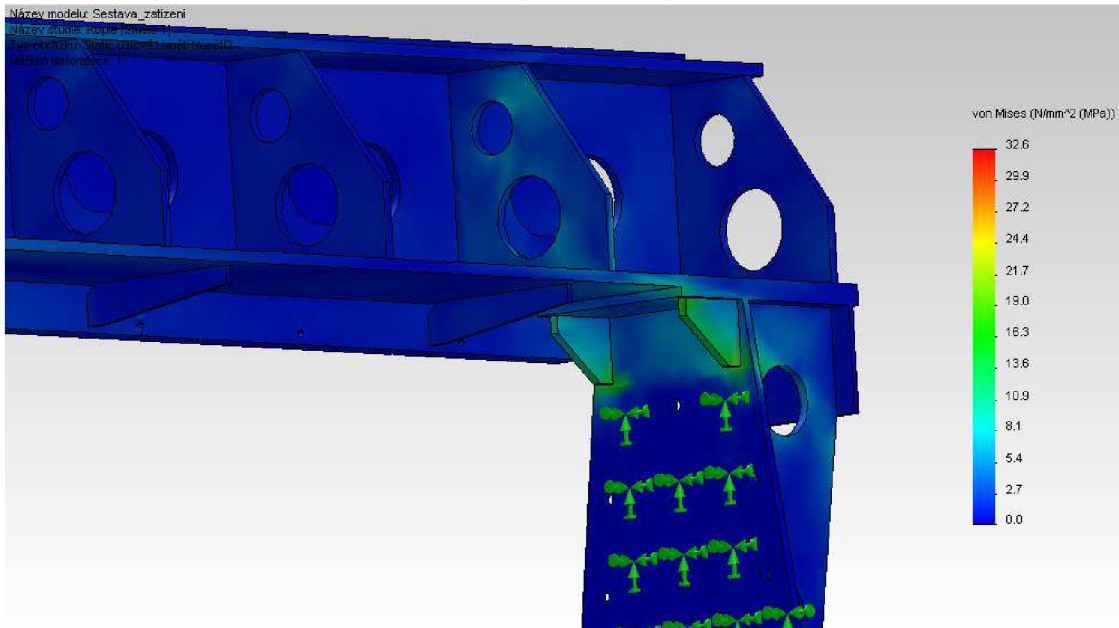


12.2 Analýza příčnicku



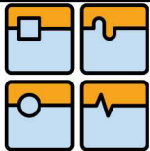
obr. 35 Zatížení příčnicku

K zatížení příčnicku dochází vlivem zrychlení osy X a vlastní hmotností.



obr. 36 Nejvíce namáhaná část příčnicku

U příčnicku dochází k největšímu namáhání v místě styku bočnice a příčnicku.



13 Závěr

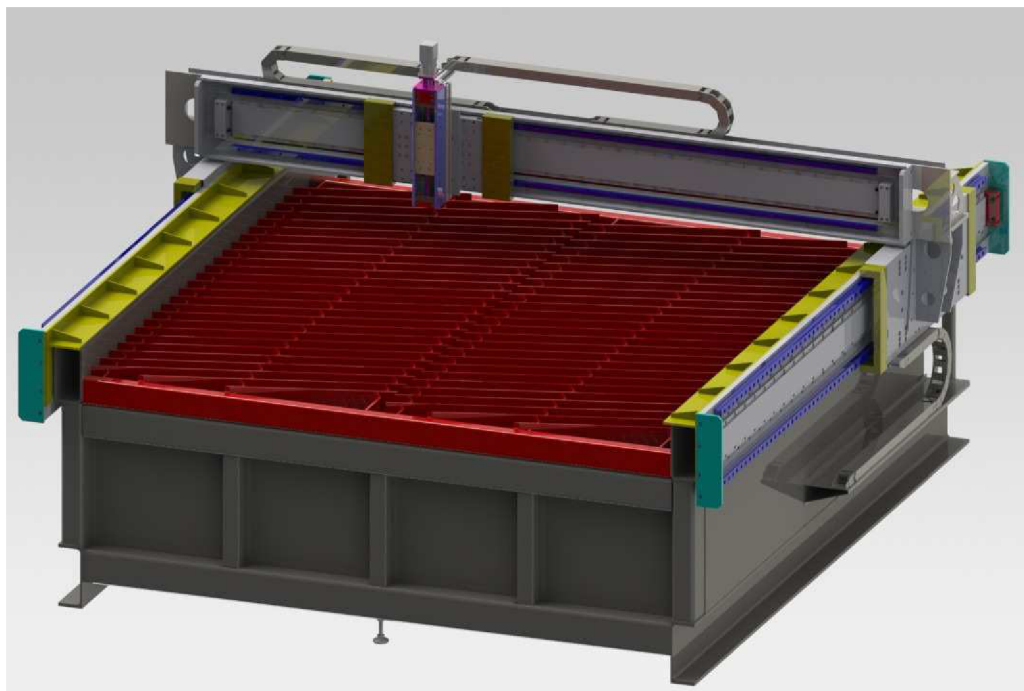
Cílem diplomové práce bylo navržení stroje, na kterém se dá využít technologie řezání laserem a plasmou.

Při stanovení požadavků na stroj, jsme se nejprve museli seznámit s technologiemi řezání laserem a plasmou. Dále pak se sortimentem nabízených strojů a jejich parametry. Na základě takto provedené rešerše byly stanoveny parametry, které bude mít mnou navržený stroj.

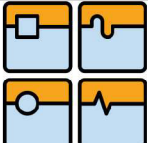
Pro stanovení základní koncepce stroje byly popsány možné řešení včetně jejich výhod a nevýhod. Pomocí tabulky s hodnocením různých kritérií, důležitých především pro pevnost a tuhost rámu byla vybrána jako nejvhodnější varianta horního gántry s integrovaným stolem.

Stroje nabízené na trhu využívají pro pohon os nejčastěji ozubených hřebců. Jako zajímavou alternativu, kterou jsem zvolila pro svůj stroj je lineární motor. Lineární motor je v porovnání s ozubeným hřebcem asi o ¼ dražší. Avšak lineární motor vyniká ve srovnání s ozubeným hřebcem, svojí bezúdržbovostí, jednoduchou montáží, vysokou životností a nízkým opotřebením. Vyšší počáteční investice se zhodnotí právě díky bezúdržbovému provozu. Pro pohon osy Z bude využit kuličkový šroub, tato osa slouží pouze k přestavování vzdálenosti. Následovalo zvolení pohonů a vedení jednotlivých os, které bylo provedeno pomocí výpočtu zátěžných sil.

Poslední část mé diplomové práce je 3D návrh stroje a výkres vybraných součástí osy Z (příruba motoru, Al profilu osy Z a výkres suportu osy Z). 3D návrhy y výkresy byly udělány v programu SolidWorks2011.



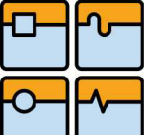
obr. 37 Celý stroj

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 69
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

14 Použité zdroje

14.1 Použité internetové WWW stránky

- [1] Quido. *Quido* [online]. 2011 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.quido.cz/objevy/laser.htm>
- [2] Laserové řezání. *Lao* [online]. 2002 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: http://www.lao.cz/laoinfo/serial2011/laserove_rezani.php
- [3] Nekonenční metody obrábění – 5. díl. [online]. 2008(č. 5) [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/nekonecni-metody-obrabeni-5-dil.html>
- [4] Řezání laserem. *Chps* [online]. 2007 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.chps.cz/rezani-laserem/geometrie-rezu.html>
- [5] Technické plyny pro řezání plasmou. *Svět svaru* [online]. 2009(č. 3) [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: http://www.hadyna.cz/svetsvaru/technology/TP_plasma_2007.pdf
- [6] Plasmové technologie. *Aldebaran* [online]. 2004 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: http://www.aldebaran.cz/bulletin/2004_20_plt.html
- [7] Systémy dělení materiálu. *Awac* [online]. 2006 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.awac.cz/>
- [8] Amada. *Laserové rezacie centrá AMADA* [online]. 2006 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.amada.sk/uvod>
- [9] KUKA. *KUKA robotics* [online]. 2002 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.kuka-robotics.com/cs/>
- [10] Průmyslové roboty v praxi. *Fs.cvut* [online]. 2002 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/VSZ_-_2351054/VSZ_-_Aplikace_Robotu.pdf
- [11] Laser-cutting-robot. *Staubli* [online]. 2004 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.staubli.com/en/robotics/robot-solution-application/laser-cutting-robot/>
- [12] Laserový řezací systém. *Electron* [online]. 2007 [cit. 2012-02-02]. Dostupné z: <http://www.electron.cz/>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 70
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[13] Hiwin: hiwin. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/>

[14] opis: Bonfiglioli. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: http://opis.cz/elektronika/pdf/cat_btd-bcr_gb.pdf

[15] Matis: Bezvůlové spojky. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/111-112.PDF

[16] Nexen: Linear motion control. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.nexeneurope.com/images/models/21194.pdf>

[17] Renishaw: Linear encoder system. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.renishaw.com/en/tonic-rslm-linear-encoder-system--10242>

[18] Hennlich: Krytování strojů. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/krytovani-stroju-81.html>

[19] Igus: Energetické řetězy. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/default.asp?PAGE=EnergyChains>

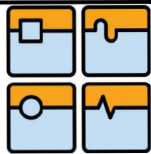
[20] Festo: Pneumatické pohony. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: http://www.festo.com/cms/cs_cz/9718.htm

14.2 Použité literatura

[1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Speciální vydání Průmyslové spektrum. MM publishing, 2006, ISSN 1212-2572.

[2] Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

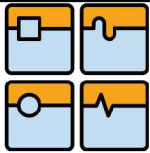
[3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978 - 80 - 7361 - 051 - 7.



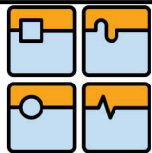
15 Seznam

15.1 Obrázků

obr. 1 Princip laserového řezání [2].....	14
obr. 2 Příklad výrobků, které zle lasem vyříznout [4].....	15
obr. 3 Schéma řezání plasmovou tryskou [6].....	17
obr. 4 PROFILE PLUS 3015 [7].....	19
obr. 5 HS-vysoce přesný řezací stroj [7].....	21
obr. 6 Řezání laserem pomocí robotu KUKA [9].....	22
obr. 7 Tricept (SEF Roboter) [10].....	22
obr. 8 Stäubli TX90 robot [11].....	23
obr. 9 Robotická buňka pro laserové řezání [11].....	24
obr. 12 Pohled na otevřená dvířka [12].....	24
obr. 10 GCC SmartCut X380 [12].....	24
obr. 11 Stejnoseměrný zpětnovazební servomotor s vysokými otáčkami [12].....	24
obr. 13 Horní gántry.....	27
obr. 14 Horní gántry s výztuhami.....	28
obr. 15 Spodní gántry.....	28
obr. 16 Konzolové provedení.....	29
obr. 17 Komponenty lineárního pohonu [13].....	33
obr. 18 Síly působící na vozíky [13].....	37
obr. 19 Návrh zrychlení na příčniku.....	38
obr. 20 Zatížení příčniku.....	42
obr. 21 Trojúhelníkový pracovní cyklus.....	49
obr. 22 Osa X.....	58
obr. 23 Osa Y.....	59
obr. 24 Osa Z.....	60
obr. 25 Rozložená osa Z.....	60
obr. 26 Původní konstrukce rámu stroje.....	61
obr. 27 Konečné řešení rámu stroje.....	62
obr. 28 Zakrytý rám stroje s otvorem pro odsávání.....	62
obr. 29 Odsávací vana.....	63
obr. 30 Otevírání sacího prostoru.....	63
obr. 31 Pohled na komponenty stolu.....	64
obr. 32 Příčnik.....	65
obr. 33 Příčnik s bočnicemi.....	65
obr. 34 Zatížení stolu.....	66
obr. 35 Zatížení příčniku.....	67
obr. 36 Nejvíce namáhaná část příčniku.....	67
obr. 37 Celý stroj.....	68

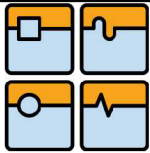
**15.2 Tabulek**

Tab. 1	Technické parametry PROFILE PLUS 3015 [7].....	19
Tab. 2	Technické parametry LC-3015 F1 NT [8].....	20
Tab. 3	Technické parametry HS-vysoce přesný řezací stroj [7].....	21
Tab. 4	Rychlosti zátěže v osách [9]	22
Tab. 5	Technické informace [11].....	23
Tab. 6	Technické parametry Laserový řezací systém GCC SmartCut X380 [12].....	25
Tab. 7	Hodnocení možných variant	29
Tab. 8	Multikriteriální hodnocení pohonů	32
Tab. 9	Hodnoty motoru pro pohon osy Z [14].....	52



15.3 Seznam použitých symbolů

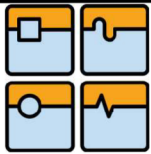
a	zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
a_x	zrychlení osy X	$[m \cdot s^{-2}]$
a_y	zrychlení osy Y	$[m \cdot s^{-2}]$
a_1	zrychlení osy Z	$[m \cdot s^{-2}]$
a_2	zrychlení osy Y	$[m \cdot s^{-2}]$
C_{dyn}	dynamická únosnost vybraného vedení	$[N]$
c_v	vzdálenost mezi kolejnicemi	$[m]$
d	vzdálenost mezi vozíky	$[m]$
d_k	průměr kuličkového šroubu	$[mm]$
D_n	oběhový faktor	$[-]$
f	součinitel valivého odporu	$[-]$
f	bezpečnostní faktor	$[-]$
f_H	faktor tvrdosti vedení	$[-]$
f_T	faktor provozní teploty	$[-]$
f_W	faktor provozního zatížení	$[-]$
F_a	setrvačná síla	$[N]$
F_{Da}	axiální síla při pohybu nahoru	$[N]$
F_{D2}	setrvačná síla	$[N]$
F_g	tíhová složka síly	$[N]$
F_m	magnetická síla motoru	$[N]$
F_{max}	maximální špičková síla	$[N]$
F_{mg}	magnetická síla	$[N]$
F_n	normálová síla	$[N]$
F_{n1}	normálová síla od zrychlení	$[N]$
F_{n2}	normálová síla od klopného momentu	$[N]$
F_o	síla odporu ve vedení	$[N]$
F_{prum}	průměrná síla	$[N]$
F_r	radiální síla	$[N]$
F_s	setrvačná síla	$[N]$
f_1	tření ve vedení	$[-]$
f_2	ekvivalentní tření pod ložiskem	$[-]$
F_1	tíhová síla	$[N]$
h_t	vzdálenost těžiště suportu od kolejnice	$[m]$
i	převodový poměr	$[-]$
I_{psk}	špičkový proud	$[A]$
J_{mot}	Moment setrvačnosti motoru	$[kg \cdot cm^2]$
J_{brzdy}	Moment setrvačnosti brzdy	$[kg \cdot cm^2]$
J_{sp}	Moment setrvačnosti spojky	$[kg \cdot cm^2]$
J_{rhm}	Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	$[m^2 \cdot kg]$
K_d	koeficient uložení	$[-]$
K_f	silová konstanta	$[N/A]$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

K_m	motorová konstanta	$[\frac{N}{\sqrt{W}}]$
k_k	Koeficient typu uložení	[-]
K_v	poměr napětí/rychlost	$[V/m \cdot s^{-1}]$
l_c	těžiště celého suportu s osou Za zátěží na ose Z	[m]
L_c	celková vzdálenost působící síly od osy Z	[N]
l_j	nejmenší vzdálenost jezdce od podpory A	[m]
l_k	délka kuličkového šroubu	[mm]
l_p	vzdálenost mezi pohony	[m]
l_y	těžiště od osy Y	[m]
L_z	nominální životnost	[m]
m_c	celková hmotnost	[kg]
m_h	hmotnost osy Z	[kg]
m_j	hmotnost jezdce	[kg]
$m_{kšm}$	hmotnost KŠM	[kg]
m_p	celková hmotnost příčnicku	[kg]
m_z	hmotnost zátěže osy Z	[kg]
m_1	hmotnost motoru osy Y	[kg]
m_2	hmotnost suportu (odhad)	[kg]
M_{mdyn}	moment potřebný pro dosažení požadované dynamiky	[Nm]
M_{GT}	moment tíhové složky	[Nm]
M_G	moment potřebný k překonání odporu ve vedení	[Nm]
M_L	moment třecích sil v ložisku	[Nm]
n	otáčky	$[min^{-1}]$
n_k	kritické otáčky	$[min^{-1}]$
n_m	nominální otáčky	$[min^{-1}]$
P_{Dyn}	celkové dynamické zatížení	[N]
P_{D2}	dynamické zatížení od pohybu v ose Y	[N]
P_s	ekvivalentní statické zatížení pro jeden vozík	[N]
P_{t3s}	radiální zatížení vozíku	[N]
P_{3D1}	max. ekvivalentní dyn. zatížení působící na vozík	[N]
P_{3s}	ekvivalentní statické zatížení působící na vozík	[N]
R_A	reakce v podpoře A od zrychlení	[N]
R_{At}	reakce v podpoře A od tření	[N]
R_B	reakce v podpoře B od zrychlení	[N]
R_{Bt}	reakce v podpoře B od tření	[N]
R_T	tepelný odpor	$[^{\circ}C/W]$
$r_{kšm}$	poloměr KŠM	[m]
R_{25}	odpor vinutí	$[\Omega]$
s_k	stoupání	[m]
s_p	polovina zdvihu	[mm]
t	polovina času celého zdvihu	[s]
U_{max}	maximální napětí	[V]
v	rychlost posuvu	[m/min]
v_{max}	max. rychlost	[m/min]

$V_{\text{ytiženi}}$	předpokládané vytížení stroje	[°]
W_c	celková hmotnost suportu	[kg]
x	vzdálenost osy Y od osy X	[m]
α	sklon vedení	[°]
ε_m	úhlové zrychlení	[1·s ⁻²]
η_c	celková účinnost	[-]
η_s	účinnost KŠM	[-]
η_v	účinnost valivého vedení	[-]
η_L	účinnost uložení radiálního ložiska	[-]



15.4 Seznam příloh

Výkres sestavy platformy pro řezání laserem a plasmou

Výkres sestavy pohonu osy Z

Výkres příruby

Výkres Al profilu osy Z

Výkres suportu osy Z