



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu plazmového řezacího stroje

Design of Plasma Cutting Machine Drive

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Jakub ŠTĚTINA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. František STARÝ



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma „Návrh pohonu plazmového řezacího stroje“ vypracoval samostatně a s použitím literatury a pramenů, uvedených v seznamu použité literatury.

V Praze, dne

.....

Jakub Štětina

Poděkování

Rád bych zde poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Františkovi Starému za odborné vedení, podnětné rady a pomoc při zpracování této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za morální podporu.

Anotační list

Jméno autora:	Jakub ŠTĚTINA
Název:	Návrh pohonu plazmového řezacího stroje Design of Plasma Cutting Machine Drive
Rok zpracování:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. František Starý
Bibliografické údaje:	Počet stran: 44 Počet obrázků: 20 Počet tabulek: 6 Počet příloh: 4
Anotace:	Teoretická část této práce se zabývá popisem jednotlivých druhů lineárního vedení a používaných lineárních pohonů. Praktická část se skládá z výběru vhodného druhu vedení a pohonu pro aplikaci na CNC plazmovém řezacím stroji, doplněného o pevnostní a životnostní kontroly.
Abstrakt:	The theoretical part of this thesis deals with the description of the individual types of linear guideways and linear drives used. The practical part consists of choosing a suitable type of guide and drive for application on a CNC plasma cutting machine, supplemented by strength and lifetime controls.
Klíčová slova:	Lineární vedení, lineární pohony, plazmový řezací stroj, kuličkové vedení, válečkový šroub
Key words:	Linear guidance, linear drives, plasma cutting machine, ball linear guideways, roller screw

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	3
2. Vedení a polohovací systémy os.....	4
2.1. Lineární vedení	4
2.1.1. Kluzné vedení.....	4
2.1.2. Valivé vedení	4
2.1.2.1. Vedení rolničkové	4
2.1.2.2. Vedení s oběhovými kuličkami.....	5
2.1.2.3. Vedení s oběhovými válečky	5
2.1.2.4. Mazání valivého vedení	6
2.1.2.5. Těsnění vozíku	6
2.1.2.6. Ochrana vedení proti korozi	6
2.1.2.7. Statická a dynamická únosnost	6
2.2. Polohovací systém	7
2.2.1. Lineární motory.....	7
2.2.2. Nepřímé polohovací systémy.....	7
2.2.2.1. Šrouby s lichoběžníkovým závitem.....	8
2.2.2.2. Kuličkový šroub	9
2.2.2.3. Válečkový šroub	10
2.2.2.4. Ozubený hřeben.....	11
2.2.2.5. Ozubený řemen.....	12
3. Návrh řezacího stroje.....	12
3.1. Požadované parametry	13
3.2. Schéma uspořádání.....	13
3.3. Návrh osy Z.....	14
3.3.1. Stanovení zatížení, životnosti a požadované přesnosti.....	14
3.3.2. Volba druhu lineárního vedení.....	14
3.3.3. Volba druhu polohovacího systému	14
3.3.4. Předběžný návrh rozměrů a hmotností	15
3.3.5. Kontrola lineárního vedení	16
3.3.6. Polohovací systém.....	17
3.3.6.1. Kontrola pohybového šroubu	17
3.3.6.2. Návrh velikosti motoru.....	18
3.4. Návrh osy Y.....	19
3.4.1. Stanovení zatížení, požadované přesnosti, rychlosti a životnosti.....	20
3.4.2. Volba druhu polohovacího systému	20
3.4.3. Volba druhu lineárního vedení.....	20
3.4.4. Předběžný návrh rozměrů a hmotností	20
3.4.5. Kontrola lineárního vedení	22
3.4.6. Kontrola Polohovacího systému.....	23
3.5. Návrh osy X	25



3.5.1.	Stanovení zatížení, požadované přesnosti, rychlosti a životnosti.....	26
3.5.2.	Volba druhu lineárního vedení.....	26
3.5.3.	Volba druhu polohovacího systému	26
3.5.4.	Předběžný návrh rozměrů a hmotností	27
3.5.5.	Kontrola lineárního vedení	28
3.5.6.	Kontrola polohovacího systému.....	30
3.6.	Návrh stolu.....	32
4.	Závěr.....	33
	Seznam použité literatury	35
	Seznam obrázků	37
	Seznam tabulek	37
	Seznam příloh.....	37



SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

C_{0X}	– statická únosnost vedení osy X	M_{mY}	– požadovaný krouticí moment motoru osy Y
C_{0Y}	– statická únosnost vedení osy Y	M_{mz}	– požadovaný krouticí moment motoru osy Z
C_{0Z}	– statická únosnost vedení osy Z	M_{maxpX}	– maximální krouticí moment na pastorku osy X
C_{dynX}	– dynamická únosnost vedení osy X	M_{maxpY}	– maximální krouticí moment na pastorku osy Y
C_{dynY}	– dynamická únosnost vedení osy Y	$M_{převX}$	– moment převodovky osy X na prázdno
C_{dynZ}	– dynamická únosnost vedení osy Z	$M_{převY}$	– moment převodovky osy Y na prázdno
F_{ξ}	– axiální síla na šroub	M_x	– modul pastorku osy X
F_{rX}	– radiální síla od pastorku osy X	M_y	– modul pastorku osy Y
F_{rY}	– radiální síla od pastorku osy Y	M_{yY}	– moment y působící na vozík osy Y
J_{ξ}	– moment setrvačnosti pohybového šroubu	M_{yZ}	– moment y působící na vozík osy Z
J_{mX}	– moment setrvačnosti motoru osy X	M_{yvY}	– maximální povolený statický moment y působící na vozík osy Y
J_{mY}	– moment setrvačnosti motoru osy Y	M_{yvZ}	– maximální povolený statický moment y působící na vozík osy Z
J_{mZ}	– moment setrvačnosti motoru osy Z	M_{zY}	– moment působící na vozík osy Y
$J_{převX}$	– moment setrvačnosti převodovky osy X	M_{zvY}	– maximální povolený statický moment z působící na vozík osy Y
$J_{převY}$	– moment setrvačnosti převodovky osy Y	M_{zZ}	– moment y působící na vozík osy Z
J_{pX}	– moment setrvačnosti pastorku osy X	M_{zvZ}	– maximální povolený statický moment z působící na vozík osy Z
J_{pY}	– moment setrvačnosti pastorku osy Y	P_{eX}	– ekvivalentní dynamické zatížení vozíku osy X
J_{redpX}	– redukovaný moment setrvačnosti pastorku osy X	P_{eY}	– ekvivalentní dynamické zatížení vozíku osy Y
J_{redpY}	– redukovaný moment setrvačnosti pastorku osy Y	P_{eZ}	– ekvivalentní dynamické zatížení vozíku osy Z
L_h	– požadovaná hodinová životnost stoje	P_{pX}	– součinitel předpětí vozíků osy X
L'_X	– požadovaná životnost vedení osy X	P_{pY}	– součinitel předpětí vozíků osy Y
L_X	– požadovaná životnost vedení osy X	P_{pZ}	– součinitel předpětí vozíků osy Z
L'_Y	– požadovaná životnost vedení osy Y	P_{rdY}	– výsledné radiální zatížení spodního vozíku osy Y
L'_Z	– požadovaná životnost vedení osy Z	P_{rhY}	– výsledné radiální zatížení horního vozíku osy Y
L_X	– skutečná životnost vedení osy X	P_{rXA}	– výsledné radiální zatížení vozíku A osy X
L_Y	– skutečná životnost vedení osy Y	P_{rXB}	– výsledné radiální zatížení vozíku B osy X
L_Z	– skutečná životnost vedení osy Z	P_{rZ}	– výsledné radiální zatížení vozíku osy Z
M''_{mX}	– předběžný požadovaný krouticí moment motoru osy X	P_{ryXA}	– radiální zatížení vozíku A osy X ve směru y
M''_{mY}	– předběžný požadovaný krouticí moment motoru osy Y		
M_{kOz}	– ovládací krouticí moment šroubu osy Z		
$M_{mY max}$	– maximální krouticí moment motoru osy Y		
M_{mX}	– požadovaný krouticí moment motoru osy X		



P_{ryXB}	– radiální zatížení vozíku B osy X ve směru y	v_Z	– maximální rychlost posuvu osy Z
P_{rzXA}	– radiální zatížení vozíku A osy X ve směru z	x_{pX}	– vzdálenost pastorku osy X od vozíku A ve směru x
P_{rzXB}	– radiální zatížení vozíku B osy X ve směru z	x_{tX}	– vzdálenost těžiště od vozíku osy X ve směru x
P_{xZ}	– radiální zatížení vozíku osy Z ve směru x	x_{tY}	– vzdálenost těžiště od vozíku osy Y ve směru x
P_{yZ}	– radiální zatížení vozíku osy Z ve směru Z	x_{tZ}	– vzdálenost těžiště od vozíku osy Z ve směru x
S_m	– styková plocha závitu pohybového šroubu	z_{kY}	– vzdálenost středu pastorku od vozíku osy Y ve směru z
a_X	– zrychlení osy X	z_{pX}	– vzdálenost středu pastorku od vozíku osy X ve směru z
a_Y	– zrychlení osy Y	z_{tX}	– vzdálenost těžiště od vozíku osy X ve směru z
a_Z	– zrychlení osy Z	z_{tY}	– vzdálenost těžiště od vozíku osy Y ve směru z
$d_{\xi s}$	– střední průměr pohybového šroubu	z_{tZ}	– vzdálenost těžiště od vozíku osy Z ve směru x
f_H	– součinitel vlivu tvrdosti kolejnice vedení	z_x	– počet zubů pastorku osy X
f_T	– součinitel vlivu teploty vedení	z_y	– počet zubů pastorku osy Y
f_W	– součinitel pracovního zatížení	α_{pY}	– úhel záběru zubů pastorku osy Y
f_X	– součinitel zatížení vedení osy X	α_{px}	– úhel záběru zubů pastorku osy X
i_X	– převod převodovky osy X	η_{ξ}	– účinnost závitové dvojice
i_Y	– převod převodovky osy Y	η_{Xp}	– účinnost převodovky osy X
m'_{px}	– předběžná hmotnost portálu osy X	η_{pY}	– účinnost převodovky osy Y
m'_y	– předběžná hmotnost osy Y	φ'	– třecí úhel na šroubu
m_Y	– hmotnost osy Y	$\ddot{\varphi}_{\xi}$	– úhlové zrychlení pohybového šroubu osy Z
m_{pX}	– hmotnost portálu osy X	$\ddot{\varphi}_X$	– úhlové zrychlení motoru osy X
m_z	– hmotnost osy Z	$\ddot{\varphi}_Y$	– úhlové zrychlení motoru osy Y
n_{mx}	– otáčky motoru osy X při rychloposuvu	P'	– předběžné axiální zatížení pohybového šroubu
n_{my}	– otáčky motoru osy Y při rychloposuvu	f	– součinitel zatížení působící na vedení
p_d	– dovolený tlak v závitech šroubu	g	– gravitační zrychlení
p_z	– tlak v závitech pohybového šroubu osy Z	i	– počet chodů pohybového šroubu
r_{vX}	– rozteč vozíků osy X	s	– rozteč závitů pohybového šroubu
r_{vY}	– rozteč vozíků osy Y	β	– úhel profilu závitu pohybového šroubu
r_{vZ}	– rozteč vozíků osy Z	γ	– úhel stoupání pohybového šroubu
v_X	– maximální rychlost posuvu osy X		
v_Y	– maximální rychlost posuvu osy Y		

1. Úvod

Dnes se pro výrobu součástí z plechů používají technologie konvenční, mezi které se řadí například stříhání, tato technologie je vhodná pro malé součásti vyráběné sériově, a technologie nekonvenční, zahrnující autogenní řezání, řezání paprskem laserovým a plazmovým, anebo řezání vodním paprskem.

Řezání plazmou je dnes rozšířené zejména u tlustších plechů. Plazmové řezání je oproti autogennímu až 10x rychlejší, přesnější a také levnější, protože zde není nutné používat čisté technické plyny, ale pro dělení konstrukčních ocelí do tloušťky 25 mm stačí stlačený vzduch. Oproti řezání laserem a vodním paprskem jsou zde nižší pořizovací náklady a je možné řezat ručně nebo strojně vedeným hořákem. Ruční řezání plazmovým hořákem se používá výhradně pro demoliční práce nebo pro řezání rovných řezů při kusové výrobě. Při ručním vedení není možné dosáhnout požadované rychlosti ani jakosti povrchu jako u vedení strojního, a to z důvodu nekonstantní rychlosti, která způsobuje i různou tloušťku řezu. Proto se většinou používají číslicově řízené stroje. Při plazmovém řezání je u plechů tlustých kolem 5 mm možné dosáhnout řeznou rychlost až 300 mm/s, a tak jsou zde kladeny vysoké nároky na lineární vedení a pohony os. Pro rychloposuvy se používají rychlosti 400 až 600 mm/s.

Cílem této bakalářské práce je na základě rešerše, výpočtu zatížení, možných rychlostí a požadované přesnosti vedení a trvanlivosti navrhnout lineární vedení a pohony pro pohyb všech tří os číslicově řízeného řezacího stroje, který bude osazen hořákem pro řezání plazmou. Stroj musí umožňovat řezání ocelových plechů o rozměrech 3500 x 1700 x 35 mm a musí být vybaven hořákem, který je schopný tyto plechy řezat.

2. Vedení a polohovací systémy os

Každá osa se skládá z vedení a polohovacího systému. Polohovací systém má za úkol zajistit tuhost a přesné polohování ve směru pohybu osy. Vedení pak snadný pohyb ve směru osy a tuhost ve všech ostatních směrech.

2.1. Lineární vedení

Lineární vedení je součást umožňující přímkový pohyb. Skládá se z kolejnice a vozíku. Vedení dělíme na otevřené, které je na kolejnici přitlačované vnější silou nebo vlastní vahou a uzavřené, které obepíná kolejnici a vede vozík ve všech směrech. Otevřené vedení se využívá například pro pohyb suportu na soustruhu. Dále se vedení dělí na kluzné a valivé.

2.1.1. Kluzné vedení

Kolejnice u kluzného vedení je většinou široká, kalená, zaškrabávaná lišta z jednoho kusu odlitku. Po liště jezdí vozík opatřený kluznou hmotou nebo polymerovými kluznými prvky. Toto vedení může být samomazné, nebo mazané ručně nebo centrálně. Kluzné vedení dovoluje přenášet větší síly než valivé vedení. Je to způsobeno velkou stykovou plochou. Tento typ vedení není vhodný pro rychlé nebo dlouhé posuvy s velkým zrychlením. Další nevýhodou je složité řízení pohybu ve více osách, protože pohyb není tak plynulý jako u vedení valivého. Toto vedení se tudíž hodí na soustruhy a frézky určené pro silové obrábění, jako je obrábění odlitků s velkými třískovými úběry. Dnes je již na trhu vedení typu **drylin®**, tento typ vedení se skládá z vodící tyče kruhového nebo T profilu a vozíku opatřeného polymerem **igidur®**. Vedení opatřené tímto polymerem je možné provozovat za stykového tlaku až 5 MPa. Výhodou vedení **drylin®** je, že je bezúdržbové, samomazné, odolné vůči prachu, nečistotám, zajišťuje tichý chod a nízký koeficient tření. Při použití hliníkové eloxované tyče je možné toto vedení provozovat též pod vodou. [1][2]

2.1.2. Valivé vedení

Valivé vedení se skládá z lišty vyrobené z kalené, korozivzdorné nebo cementované a kalené oceli. Při použití korozivzdorné ocele je nutno uvažovat nižší únosnosti, způsobené menší tvrdostí oproti oceli kalené. Valivé vedení má oproti kluznému při stejných rozměrech menší únosnost, ale výhodou jsou posuvové rychlosti až 10 m/s (dle výrobce a zatížení) a zrychlení až 500 m/s². U valivého vedení se koeficient tření pohybuje okolo 0,4 %. Vedení je možné rozdělit podle druhu valivých těles, a to na rolničkové, kuličkové, válečkové a podle počtu valivých drah. [2][3]

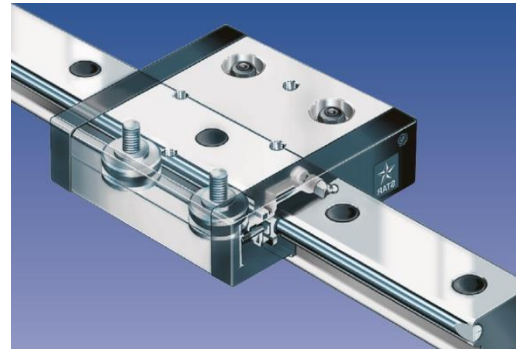
2.1.2.1. Vedení rolničkové

Rolníčkové vedení se skládá z kalené kolejnice, rolen a vozíku. Hlava kolejnice je kalená a má tvar obráceného V s vrcholovým úhlem většinou 90°, nebo tvar U. Zbýlá část kolejnice je měkká, aby bylo možné vyrobít otvory pro montáž. Pro malá zatížení může být

kolejnice hliníková. Kolejnice mohou být jednostranné nebo oboustranné pro přenos síly ve všech směrech. Rolny jsou dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem a vnějším kroužkem zapadajícím rovnou do kolejnice. Vozík je s rolami spojen pomocí excentrických čepů. Pootáčením těchto čepů je možné vymezit vůle. Tento typ vedení není nutné mazat, ale klesá tak únosnost až na polovinu, oproti vedení mazanému. Rolničkové vedení se používá u dřevozpracujících strojů, tiskařské techniky, strojů pro zpracování kamene a u manipulační a transportní techniky. Výhodou je tichý chod, variabilní předepnutí, bezúdržbovost a rychlost pohybu až 8 m/s. Oproti kuličkovému nebo válečkovému vedení mají ale nižší únosnost. [4][5]



Obr. 1 : Rolničkové vedení V-line [5]



Obr. 2: Rolničkové vedení U-line [15]

2.1.2.2. Vedení s oběhovými kuličkami

U kuličkového lineárního vedení dochází k bodovému kontaktu mezi kuličkami a kolejnicí. Jako kolejnice se používají kruhové tyče uchycené na koncích, kruhové tyče podepřené po celé délce, nebo tyče speciálních profilů. Toto vedení je možné provozovat jako bezvúlové, pomocí předpětí, nebo s vůlí. Velikost předpětí, je vyvozena různými rozměry kuliček, u většiny výrobců je ve třech stupních, a to nízké, střední a vysoké. Vozík může být vybaven plným počtem kuliček, kdy se kuličky dotýkají nebo kuličkovou klecí, která snižuje hodnotu hluku a tření. Kuličkové vedení je využíváno zejména pro manipulátory a pro operace kde nevznikají vysoké síly, ale je vyžadována tuhost a přesnost. [3]

2.1.2.3. Vedení s oběhovými válečky

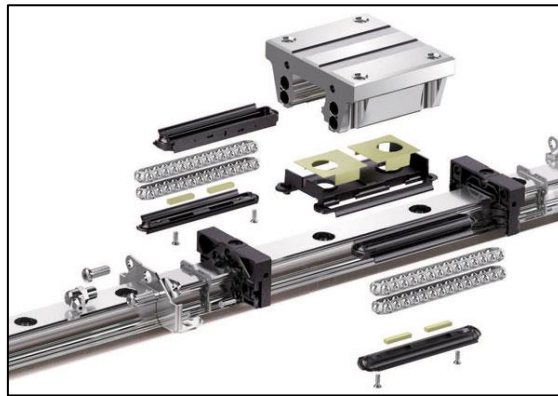
Na rozdíl od kuliček vzniká mezi válečkem a kolejnicí čárový styk a tím pádem je možné přenášet vyšší síly a zároveň docílit větší trvanlivosti. Používají se většinou vozíky se čtyřmi oběhovými řadami válečků, svírající mezi sebou úhel 45°, aby bylo možné přenášet zatížení ve všech směrech. Pro vodící tyče se používají tyče speciálního průřezu. Stejně jako u kuličkového vedení je možné použít vozíky s plným počtem válečků nebo s klecí. [3]

2.1.2.4. Mazání valivého vedení

Pro mazání vedení se používá speciálních maziv v tuhé nebo kapalné formě. Tyto maziva dodávají sami výrobci vedení. Někteří výrobci nabízejí různé typy maziv podle podmínek, ve kterých se vedení používá. Mazání se provádí na vozíku pomocí maznice pro mazání tuhými mazivy, nebo jsou vozíky vybaveny zásobníkem na olej. Mazání je možné automatizovat, a to pomocí centrálního mazání, ke kterému se vozíky připojí hadicí. [3]

2.1.2.5. Těsnění vozíku

Těsnění vozíku zabraňuje úniku maziv z vozíku a zároveň brání pronikání nečistot do vozíku. Výrobci většinou nabízejí dva až tři druhy těsnění, a to jednoduché, dvojité a speciální. Vozíky je možné opatřit ochranným nerezovým plechem zabraňujícím vnikání větších nečistot, které by mohly poškodit těsnění. Tento plech se také používá jako stěrač, který odloupne připečené kusy kovu na kolejnici. [3]



Obr. 3 Sestava kuličkového vozíku [16]

2.1.2.6. Ochrana vedení proti korozi

Pro korozivní prostředí se používají vedení vyrobená z nerezové oceli, nebo opatřená povrchovými vrstvami z tvrdochromu. Používá se jednovrstvé chromování o tloušťce 2 – 4 μm , s odolností větší než 20 h v solné mlze (dle DIN 50021SS), nebo dvouvrstvé silné 4 – 6 μm s odolností větší než 100 h. Při použití těchto povrchových vrstev není nutno, díky jejich tvrdosti, uvažovat snížení statické ani dynamické únosnosti. [3]

2.1.2.7. Statická a dynamická únosnost

Statická únosnost je zatížení, kterým je možné zatížit nepohybující se vozík, a je dána plastickou deformací valivých těles o velikosti 0,01 % průměru valivého tělesa. Působící zatížení je nutné vynásobit bezpečnostním koeficientem v rozmezí 1,25 - 5. Velikost koeficientu závisí na velikostech rázů a vibrací. Dynamická únosnost je zatížení, při kterém se po ujetí vzdálenosti 50 km pro kuličkové a 100 km pro válečkové vedení objeví na valivých tělesech první náznak pittingu. Podle vzorce (1) je možno určit životnost vedení L pro jiné zatížení. Tato životnost se u každého vedení stejné skupiny velmi liší, a tak tento výpočet platí pro spolehlivost 90%. [3]

$$L = \left(\frac{f \cdot C_{dyn}}{P} \right)^n \cdot s \text{ [m]} \quad (1)$$

kde: $n = 3$ pro kuličkové a $10/3$ pro válečkové vedení

$s = 50\,000$ pro kuličkové a $100\,000$ pro válečkové vedení

f je faktor, závisící na tvrdosti kolejnice, teplotě a průběhu zatížení

2.2. Polohovací systém

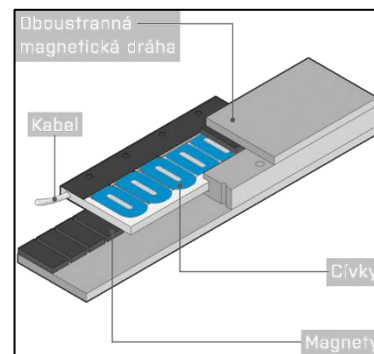
Úkolem polohovacího systému je zajistit pohyb ve směru osy dostatečnou silou, která překoná setrvačné a ostatní působící síly, a přesností nutnou k dosažení požadovaného bodu. Polohovací systémy dnes dělíme na přímé a nepřímé. Přímé systémy využívají lineární motory. Nepřímé se skládají z rotačního motoru, převodovky a součástí přenášející rotační pohyb na přímočarý jako jsou šrouby, ozubené hřebeny nebo řemeny.

2.2.1. Lineární motory

Lineární motory se prosazují až v dnešní době, a to díky poklesu cen. Jedná se o synchronní třífázové motory, kde je rotor rozvinut do kolejnice a statorové vnutí je rozvinuto ve vozíku. Motory se vyrábějí s kovovým nebo nekovovým jádrem. Výhoda kovového jádra oproti nekovovému je v síle, která činí až 12 700 N dle velikosti, nevýhodou je méně plynulý pohyb. Lineární motory se dále vyznačují minimem pohybujících se dílů a absencí převodů. Je tak zajištěna spolehlivost, menší vůle a jsou kladeny menší nároky na prostor. Maximální rychlost posuvu je u těchto motorů až 6 m/s. [6]



Obr. 4.: Lineární motor [17]



Obr. 5: Řez lineárním motorem [18]

2.2.2. Nepřímé polohovací systémy

Pro nepřímé polohovací systémy se používají rotační krokové motory nebo servomotory. Servomotory mají výhodu v ploché momentové křivce, a tím použitelnosti v celém spektru otáček. U servomotorů je ale nutnost použití zpětné vazby pro přesné polohování. Motory jsou většinou připojeny k převodovkám pro snížení krouticího momentu na motoru. Používané převodovky se vyznačují minimální vůlí v řádu jednotek úhlových minut. Používají se převodovky čelní, kuželové, šnekové, cykloidní, planetové nebo jejich kombinace. Malá vůle je u polohovacích systému důležitá k minimalizaci mrtvého chodu, ke kterému dochází při změně směru pohybu. Pro vymezení vůlí jsou například u čelní

převodovky použity na každý stupeň tři čelní ozubená kola se šikmými zuby, kdy jsou dva pastorky k sobě nebo od sebe odtlačovány pružinou nebo šroubem. Toto axiální posunutí pastorků vůči sobě, dohromady se šikmým ozubením, dokonale vymezí vůli v převodu. K převodovce jsou dále připojeny součásti pro převod rotačního pohybu na přímočarý. Popisy několika možných řešení převodu rotačního pohybu na přímočarý jsou uvedeny v následujících kapitolách.

2.2.2.1. Šrouby s lichoběžníkovým závitem

Šrouby s lichoběžníkovým závitem jsou jediné kluzné šrouby, které se řadí mezi pohybové šrouby. Pro použití, tam kde vznikají oboustranně působící síly, se používá rovnoramenný závit s vrcholovým úhlem 30° , označovaný též jako trapézový. Pro jednostranné zatížení se používá nerovnoramenný závit označovaný jako pilový. Šrouby s lichoběžníkovým závitem se používají pro pomalé pohyby, jako jsou pohybové systémy u konvenčních obráběcích strojů, protože zde dochází ke smykovému tření mezi šroubem a maticí. Z tohoto důvodu mají nízkou účinnost.



Obr. 6: Trapézový šroub s maticí [19]

Zvýšení účinnosti je možné dosáhnout při použití vícechodého závitu s velkým úhlem stoupání. Pro výrobu šroubů se používají cementační nebo nerezové oceli. Závit se vyrábí válcováním nebo frézováním. Pro malé průměry a délky šroubů je možné použít soustružení. Na závěr se šroub tepelně zpracuje a brousí. Na výrobu matic se pro zlepšení kluzných vlastností používá bronzů nebo litin. Jednoduché závity jsou, při použití kde nedochází k vibracím samosvorné a není tedy nutno je brzdit. Vlivem tření mezi šroubem a maticí vzniká opotřebení a zvětšuje se axiální vůle. Pro vymezení této vůle, a tím zamezení mrtvého chodu šroubu, se používají dvě matice, které je možné proti sobě posunout. Při návrhu rozměru šroubu se vychází z kontaktního tlaku v závitech, závisícího na materiálech šroubu a matice, a také na obvodové rychlosti. Například pro matici z cínového bronzu a obvodové rychlosti 80 m/min je dovolený kontaktní tlak 5 MPa. Pro výpočet tlaku v závitech je možné použít vzorec (2). Šrouby se dělí do tří tříd dle úchylnosti stoupání. Hodnoty tolerancí v (*Tabulka 1: Třídy přesnosti*). [7]

Tabulka 1: Třídy přesnosti [7]

	Třída přesnosti		
	1	2	3
Dovolená úchylka stoupání na délce 300 mm	± 0,012	± 0,052	± 0,081
Použití	Brusky na závity, souřadnicové vyvrtávací stroje	Soustruhy, frézky, vyvrtávačky	Stroje bez zvláštních požadavků na přesnost

$$p = \frac{P \cdot F}{0,75 \cdot \pi \cdot d_s(d - d_s)H} \quad (2)$$

kde: F je axiální síla

d_s je střední průměr závitu

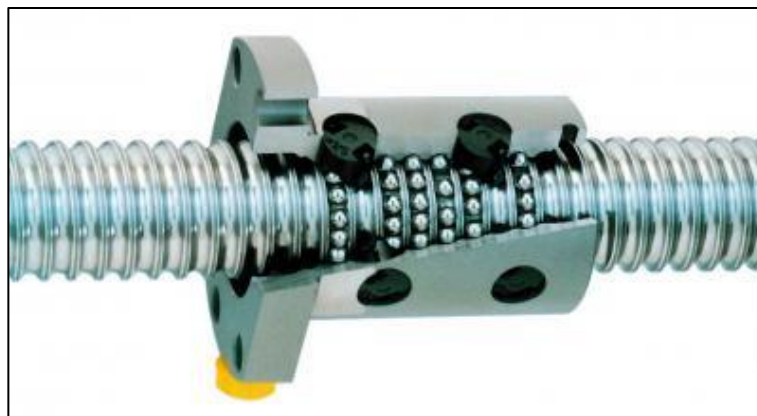
d je jmenovitý průměr závitu

P je stoupání závitu

H je výška matice

2.2.2.2. Kuličkový šroub

Jedná se o valivé šrouby, kde mezi drážkami šroubu a matice kolují kuličky. Kuličkové šrouby můžeme rozdělit dle způsobu výroby na válcované, okružované a broušené. Válcované šrouby jsou nejlevnější, ale také nejméně přesné. Používají se převážně pro aplikace s menšími nároky na přesnost, jako jsou manipulátory. Okružované šrouby jsou vyráběné obráběním z tyčí. Tyto šrouby jsou již používány pro automatizaci a pohony obráběcích strojů. Broušené šrouby se vyrábějí na zakázku a používají se pro přesné obráběcí stroje. Hřídele šroubů jsou vyráběny z kalitelných ušlechtilých uhlíkových ocelí. Tvrdost šroubu se pohybuje v rozmezí 58–60 HRC. Pro ochranu pohonu proti korozi je možné použít tvrdochromovou povrchovou vrstvu o tloušťce 5–8 μm a tvrdosti až 78 HRC.



Obr. 7: Řez kuličkovým šroubem [20]

Matice jsou vyráběné v přírubovém, nebo pro malé průměry válcovém provedení. Matice jsou standardně dodávány s axiální vůlí. Tuto vůli je možné vymezit nebo dokonce matici předepnout pomocí změny velikosti kuliček. Vymezení vůle je také možné dosáhnout použitím dvou matic. Pro vrácení kuliček se používá tří vratných systému. První z nich je

externí trubičkový, kde jsou kuličky po projití celé matice vráceny na začátek pomocí vnější trubičky. Tento systém se vyskytuje u méně kvalitních matic. Druhý je interní vratný systém s vratnými elementy. Pomocí těchto elementů se kuličky vrací za každým závitem matice a každý závit má tedy svoje vlastní kuličky. Třetí je interní vratný systém s čelními elementy. U tohoto typu se kuličky vrací až po projetí celé matice, výhodou tohoto systému je vyšší únosnost než u předchozího způsobu. Matice jsou těsněné proti nečistotám pomocí polyamidových stíracích kroužků nebo pryžových a textilních těsnění. I když jsou matice těsněné, je nutné je pravidelně mazat pomocí ložiskových olejů nebo maziv dodávaných přímo výrobcem šroubů. Mazání je možné také pomocí centrálního mazacího systému. Kuličkové šrouby mají menší součinitel tření než šrouby kluzné, a tím vyšší účinnost, ale jsou nesamosvorné a musí se tedy brzdit. Při použití těchto šroubů je možné dosáhnout posuvové rychlosti až 90 m/min. Kuličkové šrouby se vyrábějí v několika třídách přesnosti podle úchyly ve stoupání viz (*Tabulka 2: Přesnosti kuličkových šroubů*). Pro odměřování posuvu je možné, díky malým až nulovým vůlím v šroubu, použít rotačních enkodérů. Tento systém je jednoduchý, ale zejména u rychlých posuvů, kde se šroub pohybem zahřívá, je do měření vnášena chyba v podobě teplotní roztažnosti šroubu. [8]

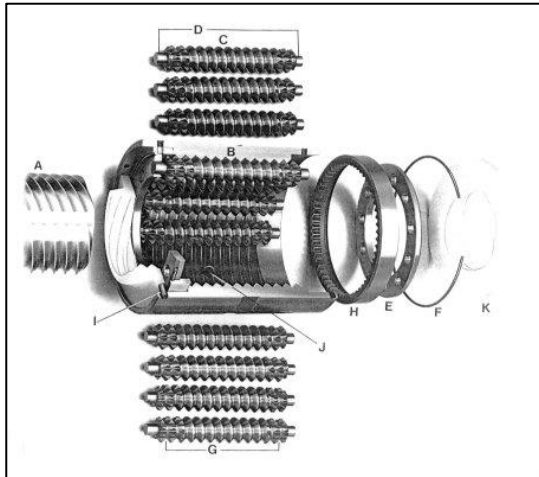
Tabulka 2: Přesnosti kuličkových šroubů [8]

Třída přesnosti	Max. odchylka stoupání na délce 300 mm
1	0,006 mm
3	0,012 mm
5	0,023 mm
7	0,052 mm

2.2.2.3. Válečkový šroub

Válečkové šrouby se řadí mezi šrouby valivé, kde je matice opatřena axiálně uloženými válečky, se závitem o stejném úhlu stoupání jako má šroub a matice, zapadajícími do mezer závitů šroubu i matice a délkou několika roztečí. U těchto šroubů dochází mezi maticí, šroubem a válečky k čárovému styku a mohou tak přenášet vyšší zatížení než šrouby kuličkové. Z hlediska pohybu válečků je můžeme rozdělit na dva typy, a to planetové a recirkulační. Planetové šrouby jsou nejméně tříchodé se šesti válečky. Vratný pohyb válečků je zajištěn pomocí synchronizačních ozubených kroužků, kdy otáčením šroubu oproti matici dochází k odvalování válečků a ty jsou otáčením pomocí synchronizačních kroužků vráceny na původní místo. Nejmenší stoupání u těchto šroubů je 5 mm. Oproti recirkulační šroubům dokáží přenášet větší zatížení. Recirkulační válečkové šrouby fungují tak, že válečky se samovolně odvalují po šroubu a po každé otáčce jsou posunuty zpět. Tento typ je vyráběn stoupáním závitu už od 1 mm, a tak je možné dosáhnout samosvornosti šroubu i vysoké účinnosti posuvů, která činí až 90 %.

V porovnání s kuličkovými šrouby jsou válečkové složitější a dražší, ale při stejných rozměrech a zatíženích je možné dosáhnout až patnáctinásobné životnosti a jsou přizpůsobeny pro otáčky až 3300 1/min [9]



- A = hřídel šroubu
- B = matice
- C = váleček se závitem
- D = svazek válečků
- E = planetární uložení válečků
- F = přídržný prstenec
- G = synchronizační ozubení (váleček)
- H = synchronizační ozubení (matice)
- I = přídržný prstenec
- J = domazávání
- K = stírací uzávěr

Obr. 8 : Planetový válečkový šroub [24]

2.2.2.4. Ozubený hřeben

Tento převod se skládá z pastorku s evolventním ozubením a hřebenu s lichoběžníkovými zuby. Ozubení může být přímé i šikmé. Jako modul soukolí se používá modul normalizovaný metrický, kdy jsou rozteče zubů násobky čísla π a pootočením pastorku o jednu otáčku vznikne neceločíselné posunutí, nebo modulový, kdy je rozteč zubů na hřebenu celočíselná. Hřebeny je možné vyrábět v kusech dlouhých až 4000 mm. Pro delší posuvy se pak dají skládat za sebe. Pro vymezení vůle v soukolí se zmenšuje osová vzdálenost pastorku a hřebenu pomocí stavěcích šroubů nebo pružin, možné je také použít duplexní pastorky, kdy je použito dvou pastorků na společné hřídeli a jednoho širokého nebo dvou hřebenů. U tohoto systému jsou pastorky proti sobě pomocí předpětí v pružině pootočený, nebo u šikmého ozubení mohou být posunuty axiálně. Nevýhodou u duplexních pastorků jsou větší nároky na prostor a snížení únosnosti z důvodu již vneseného předpětí.

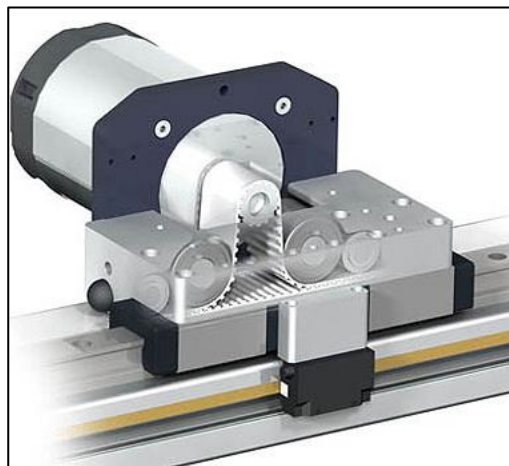


Obr. 9: Hřebenový pohon se šikmým ozubením [21]

Hřebenových pohonů se používá pro dlouhé a rychlé posuvy. Maximální rychlost se může pohybovat až okolo 10 m/s a vyrovná se tak lineárním motorům, které ale nenabízejí takovou posuvovou sílu. Pro výpočet velikosti pastorku a únosnosti se používá výpočtů pro ozubená kola, kde je jako počet zubů druhého kola použito vysoké číslo (např. 100).

2.2.2.5. Ozubený řemen

Lineární osa polohovaná pomocí ozubeného řemenu patří mezi nejlevnější, ale také nejméně přesné varianty. Používá se dvou provedeních, a to pohonu s rotačním řemenem a řemenem pevným. Rotační se skládá ze dvou ozubených řemenic, hnací a napínací, a řemenu, jehož jedna větev je spojená s pohybuující se osou. Motor s převodovkou je u tohoto provedení pevně uchycen na rám, a tím jsou sníženy setrvačné hmoty osy. Při provedení s pevným řemenem je řemen napnut mezi koncovými body a prochází skrz dvě vodící kladky a hnací kladku. U tohoto provedení je nevýhoda v nutnosti pohybu motoru spolu s osou. Řemeny se skládají ze tří vrstev - krycí, nosné a stykové. Pro krycí vrstvu se používá neoprenu nebo polyuretanu. V nosné vrstvě je použito skelných nebo ocelových vláken. Při navrhování řemenu je nutno brát na vědomí nízkou tuhost, která může při ustavování na přesnou polohu a použití přímého lineárního odměřování způsobit rozkmitání. Zvýšení tuhosti je možné zvětšením předpětí řemenu, což se ale projeví na snížení únosnosti. Řemeny jsou k dostání v šířce až 170 mm. Řemenový pohon, na rozdíl od ostatních pohonů, není nutné mazat a je tak bezúdržbový. Pohonů pomocí ozubeného řemene se používá spíše u aplikací, kde nevznikají vysoké řezné a setrvačné síly, anebo kde není požadována vysoká přesnost pohybů, jako manipulátory, 3D tiskárny a malé laserové řezací stroje.



Obr. 10: Pohon pevným ozubeným řemenem [22]

3. Návrh řezacího stroje

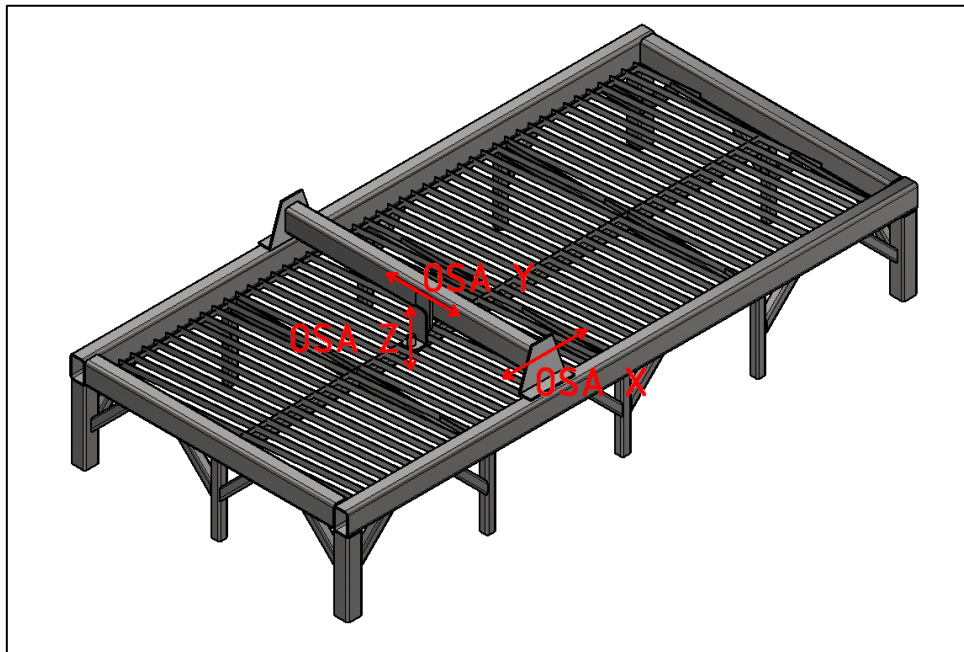
V této části práce se budu zabývat konstrukcí jednotlivých os řezacího stroje, možnostmi jejich pohonů, lineárního vedení a pevnostními a kontrolními výpočty pro zjištění rozměrů a trvanlivosti jednotlivých komponent.

3.1. Požadované parametry

Hlavním parametrem stroje je velikost pracovní plochy. Stroj má být uzpůsoben pro řezání plechů o velikosti 3000 x 1500 x 35 mm. Tomu budou také odpovídat dráhy pohybu jednotlivých os, až na vertikální osu. Velikost pohybu vertikální osy jsem stanovil na 250 mm, aby bylo možné řezání například jeklů a snadná manipulace při ustavování plechů. Při plazmovém řezání se přesnost a rychlost odvíjí od tloušťky řezaného materiálu. Pro osy s horizontálním pohybem, starající se o konturu výpalku, jsem zvolil požadovanou přesnost polohování na $\pm 0,05$ mm. U vertikální osy na $\pm 0,2$ mm. Maximální rychlost horizontálních os byla zadána a činí $v_{x,y} = 400$ mm/s. Rychlost vertikální osy není podstatná pro řezání, protože slouží pouze k udržení vzdálenosti mezi hořákem a plechem, a tak jsem stanovil její maximální velikost na $v_z = 50$ mm/s. Při řezání je zásadní velikost zrychlení u horizontálních os, které ovlivňuje výsledný čas, kvalitu a přesnost řezu zejména u výpalků se složitými tvary, kde je například v rohu nutné zastavit jednu osu a druhou zrychlit na maximální rychlost. U horizontálních os jsem tedy zvolil požadované zrychlení $a_{x,y} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a u vertikální osy $a_z = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Při řezání plazmou nevzniká žádná řezná síla, a tak na jednotlivé osy působí pouze setrvačná síla a hmotnost samotných os.

3.2. Schéma uspořádání

Nejdélší osou je osa X. Je to osa s pracovním zdvihem 3000 mm, na které bude uložena osa Y se zdvihem 1500 mm a poslední vertikální osa je označena Z viz: *Obr. 11: Schéma stroje*



Obr. 11: Schéma stroje

3.3. Návrh osy Z

Jako první při návrhu osy Z je nutné zvolit řezací hořák a podle něho uzpůsobit konstrukci osy. Na základě maximálního proudu plazmového zdroje, který činí 110 A, a požadované tloušťce děleného materiálu, jsem vybral strojní hořák výrobce Trafimet, typ Autocut P 151 s kabelem dlouhým 12 m. Tuto délku volím s ohledem na velikost posuvů a uložení zdroje. Rozměry a hmotnost je na Obr. 12: Hořák Autocut P151



Obr. 12: Hořák Autocut P151

3.3.1. Stanovení zatížení, životnosti a požadované přesnosti

Na osu bude působit pouze váha samotné konstrukce, vozíků a hořáku. A to jak od tíhového zrychlení, tak i od zrychlení os X a Y. Maximální rychlost je stanovena na 50 mm/s a pro touto rychlost bude uvažována i životnost $L_h = 20\ 000$ h. Požadovanou přesnost jsem stanovil na $\pm 0,2$ mm.

3.3.2. Volba druhu lineárního vedení

Pro osu Z by bylo možné použít jak vedení kluzné, tak valivé, protože osa má jen minimální pohyb a není požadována vysoká plynulost chodu. Kluzné vedení na dvou kruhových tyčích by tedy bylo pro daný účel dostačující a levnější volbou. Přesto jsem zvolil dražší variantu, a to kuličkové valivé vedení od výrobce HIWIN typ HGH s profilovanou kolejnicí, z důvodu snadnější montáže profilované kolejnice a menší zástavbové výšky vedení, která ovlivní výsledné odsazení hořáku od portálu. S ohledem na velké vzdálenosti konce hořáku od vedení volím pro zvýšení tuhosti uložení vozíky se středním předepnutím, kdy předepnutí $P_{pZ} = 0,07$ statické únosnosti. Výrobce také v katalogu udává výpočet životnosti a únosnosti vedení a je tak možné dobře navrhnout velikost vedení.

3.3.3. Volba druhu polohovacího systému

Jedná se o vertikální osu, a tak bude na pohon neustále působit tíhová síla. Proto by bylo dobré použít nějaký ze samosvorných systémů. Vzhledem k tomuto požadavku a na

základě předchozí rešerše, nám zbydou pouze dvě varianty, a to kluzný šroub s lichoběžníkovým závitem (trapézový) a valivý válečkový šroub. Váha osy bude dle odhadu menší než 8 kg a na matici bude tak působit síla kolem 75 N. Pro takto malé zatížení a rychlost pohybu je zbytečné použít válečkový šroub, který má sice větší únosnost a účinnost, ale je několikanásobně dražší a matice má větší rozměry než u šroubu trapézového. Nevýhoda trapézového šroubu spočívá v postupném zvětšování axiální vůle vlivem opotřebení, ale pro vertikální použití bez přídavných sil je vůle vymezena vahou samotné osy.

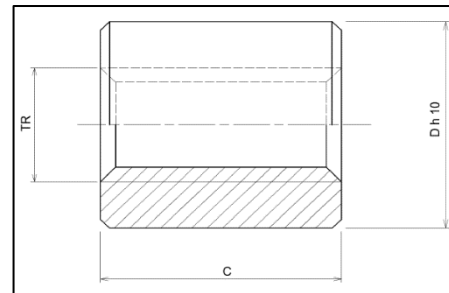
3.3.4. Předběžný návrh rozměrů a hmotností

Tento krok je důležitý pro následné výpočty velikostí vedení a pohonů, protože pomocí těchto hodnot je možné stanovit zatížení jednotlivých vozíků a pohonu. Pro návrh jsem použil vedení HIWIN HGH velikosti 20. Rozměr závitu šroubu navrhují z tlaku v závitech od odhadované hmotnosti. Matici volím válcovou bronzovou od výrobce Gradel Baulin. Výrobce udává u každé matice kontaktní plochu, a tak velikost volím dle vzorce (3), kde zatížení P' volím 75 N a dovolený tlak v závitech p_d je pro bronzovou matici 5 MPa. Dle *Tabulka 3: Rozměry trapézových matic [10]* je nejbližší vyšší kontaktní plocha $S_m = 200 \text{ mm}^2$, což odpovídá závitu Tr 10x2.

$$S'_m = \frac{P'}{p_d} = \frac{75}{5} = 15 \text{ mm}^2 \quad (3)$$

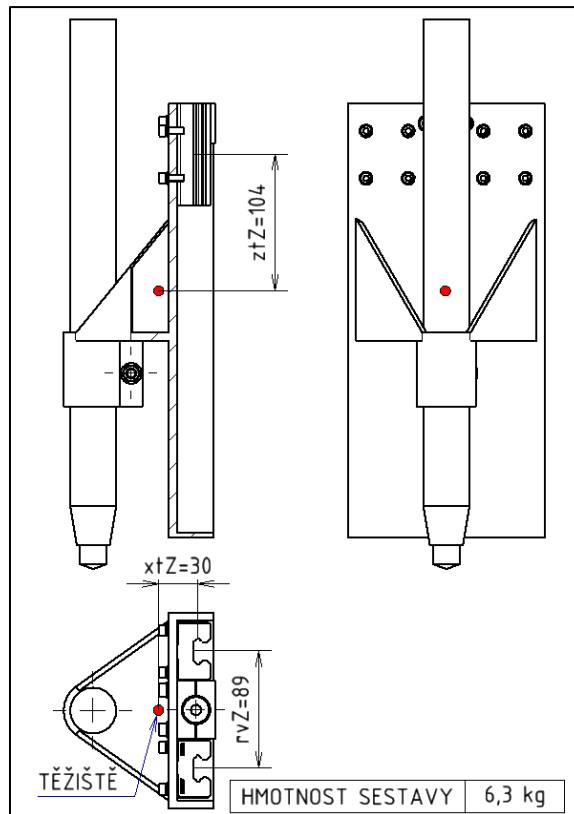
Tabulka 3: Rozměry trapézových matic [10]

Reference	D mm	C mm	Contact surface mm ²	Weight Kg
ELRM10x2D/G	22	20	200	0.053
ELRM12x3D/G	26	24	280	0.083
ELRM14x3D/G	30	28	380	0.135
ELRM16x4D/G	36	32	490	0.232
ELRM18x4D/G	40	36	630	0.320
ELRM20x4D/G	45	40	790	0.455



Obr. 13: Návrh rozměrů matice [10]

Pomocí softwaru Autodesk Inventor 2017 jsem vytvořil model svařence konzole osy osazené dvěma vozíky HIWIN HGH 20 CA, hořáku, matice pro šroub Tr 10 x 2 a jejího uložení. Software určil hmotnost sestavy na 6,3 kg a polohu těžiště viz: *Obr. 14: Poloha těžiště osy Z*. Pomocí těchto hodnot budu moci později stanovit zatížení jednotlivých vozíků, pohonu a navrhnout výkon motoru.



Obr. 14: Poloha těžiště osy Z

3.3.5. Kontrola lineárního vedení

V tomto odstavci se budu věnovat kontrole životnosti pro navrženou velikost lineárního vedení. Nejprve stanovím požadovanou životnost vedení L'_Z podle vzorce (4).

$$L'_Z = v_Z \cdot L_h \cdot 3,6 = 50 \cdot 20000 \cdot 3,6 = 3\,600\,000 \text{ m} \quad (4)$$

Dále, na základě vzdálenosti těžiště od os vozíků, stanovím ekvivalentní statické zatížení. Všechny zatížení je nutné násobit bezpečnostním faktorem. Pro zatížení s malými rázy je vhodné volit faktor v rozmezí (1,25 – 3), a proto tedy volím $f = 2$. Výpočet momentového zatížení od tíhové síly a zrychlení ve směru osy Z a X je dle vzorce (5), následují momentové zatížení od zrychlení osy Y (6), radiální zatížení od zrychlení osy Y (8), radiální zatížení od momentu při zrychlení osy Y a zatížení od zrychlení osy X (9) a výsledné radiální zatížení (9).

$$M_{yZ} = f \cdot 0,5 \cdot m_Z \cdot (x_{tZ} \cdot (g + a_Z) + z_{tZ} \cdot a_X) \quad (5)$$

$$M_{yZ} = 2 \cdot 0,5 \cdot 6,3 \cdot (30 \cdot (9,81 + 0,1) + 104 \cdot 1) = 2528 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{zZ} = f \cdot 0,5 \cdot z_{tZ} \cdot m_Z \cdot a_Y = 2 \cdot 0,5 \cdot 104 \cdot 6,3 \cdot 1 = 654 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6)$$

$$P_{yZ} = f \cdot 0,5 \cdot a_Y \cdot m_Z = 2 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 6,3 = 6,3 \text{ N} \quad (7)$$

$$P_{xz} = f \cdot m_z \left(0,5 \cdot a_x + \frac{a_y \cdot x_{tZ}}{r_{vZ}} \right) = 2 \cdot 6,3 \left(0,5 \cdot 1 + \frac{1 \cdot 30}{89} \right) = 10,6 \text{ N} \quad (8)$$

$$P_{rZ} = |P_{yZ}| + |P_{xz}| = 6,3 + 10,6 = 16,9 \text{ N} \quad [13] \quad (9)$$

Nyní je třeba zkontrolovat statickou únosnost pro zvolené vedení. Hodnoty únosnosti vedení jsou uvedeny v *Tabulka 4: Únosnosti lineárního vedení HGH 20 [3]*, kde je nutno zkontrolovat statickou únosnost C_0 a statické momenty.

Tabulka 4: Únosnosti lineárního vedení HGH 20 [3]

Typ	Montážní rozměry [mm]			Rozměry vozíku [mm]										Rozměry kolejnic [mm]										Šrouby pro kolejnice [mm]	Dynamická únosnost C_{dyn} [N]	Statická únosnost C_0 [N]	Statický moment			Hmotnost	
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	Mx1	T	H ₂	H ₃	W _x	H _x	D	h	d	P	E	M _x [Nm]	M _y [Nm]				M _z [Nm]	vozík [kg]	kolejnice [kg/m]		
HGH15CA	28	4,3	9,5	34	26	4,0	26	39,4	61,4	5,3	M4x5	6,0	8,5	9,5	15	15,0	7,5	5,3	4,5	40	*	M4x16	11380	25310	170	150	150	0,18	1,45		
HGH20CA HGH20HA	30	4,6	12,0	44	32	6,0	36	50,5	77,5	12,0	M5x6	8,0	6,0	7,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	40	*	M5x16	17750	37840	380	270	270	0,38	2,21		
							50	65,2	90,3														21180	48840	480	470	470	0,39			

Z tabulky je zřejmé, že vedení staticky vyhovuje. Pro výpočet životnosti je třeba nejdříve stanovit ekvivalentní dynamické zatížení P_{eZ} podle vztahu (10) a následně podle vzorce (11) spočítat životnost a porovnat ji s požadovanou životností 3 600 000 m.

$$P_{eZ} = |P_{yZ}| + |P_{xz}| + C_{0Z} \left(P_{pZ} + \frac{|M_{yZ}|}{M_{yvZ}} + \frac{|M_{zZ}|}{M_{zvZ}} \right) \quad (10)$$

$$P_{eZ} = |6,3| + |10,6| + 37\,840 \left(0,07 + \frac{|2528|}{270\,000} + \frac{|654|}{270\,000} \right) = 3112 \text{ N} \quad [13]$$

$$L_Z = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynZ}}{f_W \cdot P_{eZ}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 17\,750}{1,2 \cdot 3112} \right)^3 \cdot 50\,000 = 5\,371\,000 \text{ m} \quad (11)$$

Z výpočtu vyplývá, že vedení má větší životnost, než je požadovaná, a tedy vyhovuje.

3.3.6. Polohovací systém

Po kontrole lineárního vedení je nutné zkontrolovat polohovací systém. V tomto případě budu kontrolovat tlak v závitech matice a na základě rozměrů šroubu a zatížení stanovím maximální ovládací moment. Pomocí tohoto momentu a setrvačných hmot bude poté možné navrhnout požadovanou velikost motoru.

3.3.6.1. Kontrola pohybového šroubu

Na základě hmotnosti osy, stanovené z návrhu konstrukce osy a požadovaného zrychlení, stanovím zatížení šroubu F_s dle vzorce (12). Axiální zajištění šroubu bude provedeno pomocí dvojice kuličkových ložisek v horní části šroubu a motor bude připojen pomocí spojky. Šroub tedy bude namáhán pouze na tah a krut. S vypočteným axiálním zatížením je možné zkontrolovat tlak v závitech p_z dle vztahu (13).

$$F_{\xi} = m_z \cdot (g + a_z) = 6,3 \cdot (9,81 + 0,1) = 62,4 \text{ N} \quad (12)$$

$$p_z = \frac{F_{\xi}}{S_m} = \frac{62,4}{200} = 0,31 \text{ MPa} \leq p_d = 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{šroub } 10 \times 2 \text{ vyhovuje} \quad (13)$$

Z výpočtů je zřejmé že šroub vyhovuje a nyní je nutno stanovit úhel stoupání γ vzorcem (14) a třecí úhel φ' pomocí vzorce (15), kde hodnota součinitele tření f pro ocelový šroub a bronzovou matici je mezi 0,10 a 0,15 [11]. S těmito hodnotami úhlů je možné stanovit účinnost závitové dvojice η_{ξ} dle (16), samosvornost a ovládací krouticí moment M_{kOz} ze vzorce (17).

$$\tan \gamma = \frac{i \cdot s}{\pi \cdot d_{\xi s}} = \frac{1 \cdot 2}{\pi \cdot 9} = 0,07074 \Rightarrow \gamma = 4,046^{\circ} \quad (14)$$

*kde: i je počet chodů šroubu
 $d_{\xi s}$ je střední průměr závitu
 s je stoupání závitu*

$$\tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \left(\arctg \left(\tan \frac{\beta}{2} \cdot \cos \gamma \right) \right)} = \frac{0,12}{\cos \left(\arctg \left(\tan \frac{30}{2} \cdot \cos 4,046 \right) \right)} \quad (15)$$

$$\tan \varphi' = 0,124 \Rightarrow \varphi' = 7,085^{\circ}$$

kde: β je úhel profilu závitu (pro lichoběžníkové závity $\beta = 30^{\circ}$)

$$\eta_{\xi} = \frac{\tan 4,046}{\tan(4,046 + 7,085)} = 0,36 \quad (16)$$

$$M_{kOz} = \frac{F_{\xi} \cdot s}{\eta_{\xi} \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{62,3 \cdot 2}{0,36 \cdot 2 \cdot \pi} = 55,8 \text{ N} \cdot \text{mm} = 0,0558 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

Z výpočtů je zřejmé, že úhel stoupání je menší než třecí úhel a šroub je tak samosvorný. Ale z důvodu možných vibrací je pro udržení polohy nutno šroub brzdit. Proto bude servomotor vybaven elektromagnetickou brzdou.

3.3.6.2. Návrh velikosti motoru

Pro stanovení požadovaného krouticího momentu je nutné ještě k ovládacímu momentu přičíst moment potřebný pro zrychlení šroubu, spojky a rotačních hmot motoru, a tak je nutné zvolit předběžnou velikost motoru. Pro pohon osy jsem předběžně zvolil motor od výrobce HIWIN FRAC 1022. Jeho vlastnosti jsou uvedeny v *Tabulka 5: AC servomotory HIWIN* [12], kde hodnoty v závorkách jsou pro motory s brzdou. Pro vybraný motor je moment setrvačnosti $J_{mZ} = 0,28 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Tabulka 5: AC servomotory HIWIN [12]

	Symbol	Jednotka	FRAC 0522	FRAC 1022	FRAC 2022	FRAC 4022	FRAC 7522
Pracovní napájení		[V]	AC230	AC230	AC230	AC230	AC230
Jmenovitý výkon	P	[W]	50	100	200	400	750
Jmenovitý krouticí moment	T _c	[Nm]	0,16	0,32	0,65	1,3	2,4
Jmenovitý proud	I _c	[A (rms)]	0,9	0,9	2	2	5,1
Špičkový moment	T _p	[Nm]	0,48	0,96	1,95	3,9	7,2
Špičkový proud	I _p	[A (rms)]	2,7	2,7	6	6	15,3
Jmenovité otáčky	ω _c	[ot/min]	3000	3000	3000	3000	3000
Otáčky na prázdnou	ω _p	[ot/min]	4500	4500	4500	4500	4500
Momentová konstanta	K _t	[Nm/Arms] [Nm / Arms]	0,178	0,356	0,325	0,65	0,47
Back EMF konstanta	K _e	[Vrms/krpm] [Vrms / krpm]	10,74	21,98	19,64	37,96	28,4
Odpor (mezi 2 fázemi)	R	[Ω]	4,7	8	2,7	4,6	0,813
Indukce (mezi 2 fázemi)	L	[mH]	4,7	8,45	4,5	7	3,4
Počet pólu	P	[—]	8	8	8	8	8
Rozlišení enkodéru	CPR	[puls]	2500	2500	2500	2500	2500
Typ enkodéru			A / B /				
Frekvenční pásmo enkodéru			200 kHz				
Napájení enkodéru			5 VDC ± 5 %				
Momenty setrvačnosti rot. hmot.	J	[kg·m ²]	0,02 × 10 ⁻⁴ (0,022 × 10 ⁻⁴)	0,036 × 10 ⁻⁴ (0,028 × 10 ⁻⁴)	0,26 × 10 ⁻⁴ (0,3 × 10 ⁻⁴)	0,44 × 10 ⁻⁴ (0,48 × 10 ⁻⁴)	1,4 × 10 ⁻⁴ (1,46 × 10 ⁻⁴)
Hmotnost (vč. brzdy)	M	[kg]	0,45 (0,58)	0,63 (0,76)	1,04 (1,85)	1,52 (2,06)	2,66 (3,32)
Brzdící moment	T _b	[Nm]	0,32	0,32	1,3	1,3	2,4
Napájení brzdy	V	[V]	DC24 ± 10 %	DC24 ± 10 %	DC24 ± 10 %	DC24 ± 10 %	DC24 ± 10 %
Isolační třída			B				

Moment setrvačnosti šroubu a zajišťovacích matic k ose rotace J_{ξ} byl stanoven dle modelu v programu Autodesk Inventor Profesional na $J_{\xi} = 6,9 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Stanovení požadovaného momentu motoru M_{mz} vychází z rovnice (19), kde požadované úhlové zrychlení $\ddot{\varphi}_{\xi}$ je stanoveno z rovnice (18) počítané pro maximální zrychlení osy.

$$\ddot{\varphi}_{\xi} = \frac{a_z \cdot \pi \cdot 2}{s} = \frac{0,1 \cdot \pi \cdot 2}{0,002} = 314,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (18)$$

$$M_{mz} = (J_{mz} + J_{\xi}) \cdot \ddot{\varphi}_{\xi} + M_{kOz} = (0,028 \cdot 10^{-4} + 6,9 \cdot 10^{-6}) \cdot 314,16 + 0,0558 \quad (19)$$

$$M_{mz} = 0,0589 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z výše uvedených hodnot je zřejmé, že motor HIWIN FRAC 1022 vyhovuje a je z hlediska parametrů nejlepší volbou. Motor má enkodér s rozlišením 2500 pulzů na otáčku, a tak teoretická přesnost polohování je 0,0008 mm a není tedy nutné použít jiného odměřování, než pomocí enkodéru zabudovaného v krytu motoru.

3.4. Návrh osy Y

Osa Y je horizontální osa, zajišťuje posuv hořáku po šířce stolu, a bude k ní pomocí vedení připojena osa Z. Osa Y bude také opatřena přírubou pro připojení motoru a pohybového šroubu osy Z.

3.4.1. Stanovení zatížení, požadované přesnosti, rychlosti a životnosti

Pohyb osy Y je vodorovný, a tak na pohon osy bude působit pouze setrvačná síla při zrychlování. Hmotnost osy bude dle předběžného odhadu $m'_y = 20 \text{ kg}$. Síla na pohon bude tedy při požadovaném zrychlení $a_y = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ rovna 20 N. Maximální rychlost pohybu byla zadána na $v_y = 400 \text{ mm/s}$. Vzhledem k přesnosti pálení plazmou jsem zvolil přesnost polohování na $\pm 0,05 \text{ mm}$, jak je psáno výše. Požadovaná životnost je stanovena na 20 000 h.

3.4.2. Volba druhu polohovacího systému

Pro pohon by bylo možné použít všechny v rešerši uvedené způsoby polohování. Délka pohybu bude na šířku plechu 1500 mm, k tomu je však nutné ještě připočítat přeběhy, a tak celková délka pohybu bude asi 1700 mm. Použití lineárních motorů by bylo možné, ale s ohledem na tuto vzdálenost by bylo toto řešení, vzhledem k ceně pevné části motoru, nepřiměřeně drahé. Při použití pohybových šroubů by průměr šroubu musel být tak velký, aby se ani při rychloposuvu nedosáhlo rezonančních otáček šroubu. Při tak velkém průměru by při zrychlování bylo nutno pohánět šroub velkým krouticím momentem z důvodu velkého setrvačného momentu šroubu a vysokého úhlového zrychlení, způsobeného malým stoupáním a tím potřebných vysokých otáček. Při rychlosti posuvu by také nebylo možné použít nepřímé odměřování pomocí enkodéru na motoru, protože by docházelo k zahřívání šroubu a vlivem teplotní roztažnosti k nepřesnosti odměřování. Při použití pohonu pomocí ozubeného řemenu, které by bylo nejlevnější, by mohlo docházet k vibracím při ustavování na požadovanou polohu a bylo by nutné, pro lepší využití motoru, použít převodovku. Proto jsem zvolil pro pohon osy Y systém s využitím ozubeného hřebenu a pastorku.

Výhoda tohoto systému je v přesnosti i při velkých silách, malém momentu setrvačnosti a menší ceně, oproti pohonu šroubem. Mezi nevýhody patří nutnost použití převodovky a umístění motoru na pohybující se části osy. Z důvodu vůlí v ozubení hřebenu, která je i při použití nejpřesnější třídy hřebenů 0,07 mm, jsem se rozhodl vybavit osu přímým odměřováním. Pro zabránění pohybu při nepoužívání osy bude motor vybaven elektrickou brzdou. [22]

3.4.3. Volba druhu lineárního vedení

Pro požadovanou rychlost polohování a přesnost vedení přichází v úvahu pouze valivé vedení s oběhovými elementy. S ohledem na malé síly volím vedení s oběhovými kuličkami. Osa bude vybavena dvěma vozíky na dvou kolejničích. Použiji řešení firmy HIWIN, kdy snímač odměřovacího systému je umístěn přímo na vozíku a odměřovací pásek s magnety je umístěn v kolejnici, krytý nerezovým plechem, zabraňující znečištění. Pro odstranění vůle použiji vedení s nízkým předpětím a to $P_{pY} = 0,02$ statické únosnosti.

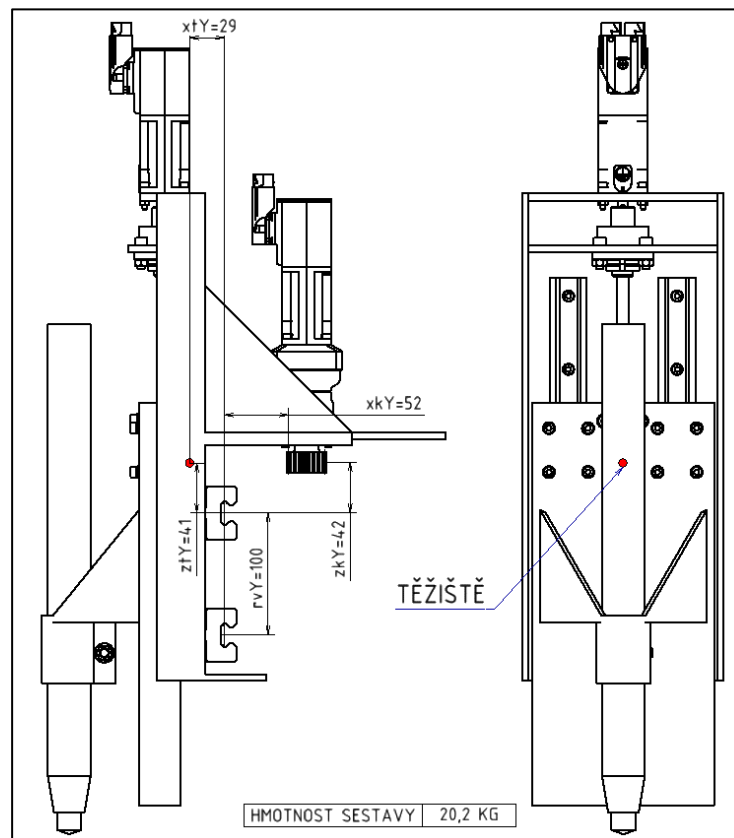
3.4.4. Předběžný návrh rozměrů a hmotností

Typ lineárního vedení jsem zvolil s ohledem na malé zatížení a požadavek na zabudované odměřování ve vozíku. Těmto požadavkům vyhovuje vedení HIWIN typ HGH

20 CA se snímací hlavicí použitou pouze na jednom vozíku. Pro pohon jsem zvolil servomotor s nominálními otáčkami 3000 ot/min, a tak pro pohon volím pastorek s přímými zuby, modulem $M_y = 1,5 \text{ mm}$, úhlem záběru $\alpha_{pY} = 20^\circ$ a počtem zubů $z_y = 20$, který při použití jednostupňové planetové převodovky o převodu $i_y = 10$ zajistí, že při maximální rychlosti budou otáčky motoru dle vzorce (20) $n_{my} = 2564 \text{ ot/min}$. Motor tak bude optimálně využit. Pro tvorbu modelu je nutné ještě stanovit předběžný potřebný krouticí moment motoru podle vztahu (21) a určit tak velikost motoru a převodovky. Podle výsledku, a s přihlédnutím k nutnosti překonat moment setrvačnosti převodovky a motoru, jsem požadovaný krouticí moment motoru předběžně zvolil na $M''_{mY} = 0,2 \text{ N} \cdot \text{m}$. Výše uvedeným požadavkům nejlépe vyhovuje motor HIWIN FRAC 1022 s převodovkou APEX PAII 042 o převodu 10. Následně jsem pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2017 vytvořil model, ze kterého je možné určit váhu m_y a polohu těžiště pro kontrolu vedení a velikosti pastorku. S těmito hodnotami bude také možné určit výsledný potřebný výkon motoru. Umístění těžiště a konstrukční uspořádání osy je zřejmé z *Obr. 15: Náskres sestavy osy Y*.

$$n_{my} = \frac{v_y \cdot i_y}{\pi \cdot m_y \cdot z_y} = \frac{400 \cdot 10}{\pi \cdot 1,5 \cdot 20} = 42,44 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 2564 \text{ ot/min} \quad (20)$$

$$M''_{my} = \frac{a_y \cdot m'_y \cdot M_y \cdot z_y}{2 \cdot \eta_{yp} \cdot i_y} = \frac{1 \cdot 20 \cdot 1,5 \cdot 20}{2 \cdot 0,98 \cdot 10} = 31 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (21)$$



Obr. 15: Náskres sestavy osy Y

3.4.5. Kontrola lineárního vedení

Po vytvoření modelu je nyní možné spočítat zatížení jednotlivých vozíků. Při výpočtech nebudu zohledňovat síly způsobené zrychlováním osy Z a momenty při roztáčení šroubu osy Z a pastorku osy Y, protože jsou tyto síly vzhledem k ostatním zanedbatelné. Jako první provedu statickou kontrolu. Pro tento výpočet je nutno spočítat výslednou radiální sílu na jeden vozík, kterou způsobuje zrychlení osy X, hmotnost osy Y a radiální síla způsobená záběrem pastorku. Pro horní vozík je síla ve výpočtu označena indexem „h“ a pro dolní vozík indexem „d“. Výsledné radiální síly P_{rhY} a P_{rdY} jsou podle vzorce (22) a (23). Momenty působící na vozíky budou pro oba stejné, a proto je není nutné počítat zvlášť pro horní a dolní vozík. Moment M_{yY} , způsobený zrychlením osy X, je vyjádřen dle vzorce (23) a moment M_{zY} , způsobený zrychlením osy Y, je vyjádřen dle vzorce (24). Ve všech výpočtech je zatížení vynásobeno součinitelem zatížení pro mírné rázy $f = 2$, jako u osy Z. Vypočtené hodnoty je pak nutné porovnat s hodnotami statických únosností uvedené v *Tabulka 4: Únosnosti lineárního vedení HGH 20 [3]*.

$$P_{rhY} = \left| f \cdot m_Y \left(-\frac{a_X(r_{vY} + z_{tY})}{r_{vY}} + \frac{\tan \alpha_{pY} \cdot a_Y \cdot (r_{vY} + z_{kY})}{r_{vY}} - \frac{x_{tY} \cdot g}{r_{vY}} \right) \right| + \left| f \cdot \frac{m_Y \cdot g}{2} \right| + P_{pY} \cdot C_{0Y}$$

$$P_{rhY} = \left| 2 \cdot 19,6 \left(-\frac{1(107 + 34)}{107} + \frac{\tan 20^\circ \cdot 1 \cdot (107 + 27)}{107} - \frac{33 \cdot 9,81}{107} \right) \right| + \left| 2 \cdot \frac{19,6 \cdot 9,81}{2} \right| + 0,02 \cdot 37\,840 \quad (22)$$

$$P_{rhY} = 1104 \text{ N}$$

$$P_{rdY} = \left| f \cdot m_Y \left(\frac{a_X(r_{vY})}{r_{vY}} - \frac{\tan \alpha_{pY} \cdot a_Y \cdot (r_{vY})}{r_{vY}} + \frac{x_{tY} \cdot g}{r_{vY}} \right) \right| + \left| f \cdot \frac{m_Y \cdot g}{2} \right| + P_{pY} \cdot C_{0Y}$$

$$P_{rdY} = \left| 2 \cdot 19,6 \left(\frac{1(34)}{107} - \frac{\tan 20^\circ \cdot 1 \cdot (27)}{107} + \frac{33 \cdot 9,81}{107} \right) \right| + \left| 2 \cdot \frac{19,6 \cdot 9,81}{2} \right| + 0,02 \cdot 37\,840 \quad (23)$$

$$P_{rdY} = 1077 \text{ N}$$

$$M_{yY} = f \cdot \frac{1}{2} \cdot a_Y \cdot x_{tY} \cdot m_Y = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 33 \cdot 19,6 = 647 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (24)$$

$$M_{zY} = f \cdot \frac{1}{2} \cdot a_Y \cdot z_{tY} \cdot m_Y = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 34 \cdot 19,6 = 667 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (25)$$

Tabulka 4: Únosnosti lineárního vedení HGH 20 [3]

Typ	Montážní rozměry [mm]		Rozměry vozíku [mm]														Rozměry kolejnic [mm]										Šrouby pro kolejnici [mm]	Dynamická únosnost C_{dyn} [N]	Statická únosnost C_0 [N]	Statický moment			Hmotnost	
			H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	Mx1	T	H ₂	H ₂	W _x	H _x	D	h	d	P	F	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]				vozík [kg]	kolejnice [kg/m]			
HGH15CA	28	4,3	9,5	34	26	4,0	26	39,4	61,4	5,3	M4x5	6,0	8,5	9,5	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	*	M4x16	11380	25310	170	150	150	0,18	1,45					
HGH20CA HGH20HA	30	4,6	12,0	44	32	6,0	36	50,5	77,5	12,0	M5x6	8,0	6,0	7,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	*	M5x16	17750	37840	380	270	270	0,38	2,21					
							50	65,2	90,3														21180	48840	480	470	470	0,39						

Srovnáním hodnot výsledků s tabulkovými hodnotami pro vedení HGH 20 CA vyplývá, že vedení staticky vyhovuje, a tak je nyní potřeba stanovit požadovanou životnost vedení L'_Y v metrech dle (26). Poté je možné podle rovnice (28) určit skutečnou životnost vedení a tu porovnat s požadovanou. Pro výpočet skutečné životnosti je nutné stanovit ekvivalentní dynamické zatížení P_{eY} pomocí vzorce (27). Životnost celého vedení osy bude určovat pouze nejvíce zatížený vozík, a proto pročítám životnost pouze pro vozík horní.

$$L'_Y = v_y \cdot L_h \cdot 3,6 = 400 \cdot 20000 \cdot 3,6 = 28\,800\,000 \text{ m} \quad (26)$$

$$P_{eY} = P_{rhY} + C_{0Y} \left(\frac{|M_{yY}|}{M_{yvY}} + \frac{|M_{zY}|}{M_{zvY}} \right)$$

$$P_{eZ} = 1104 + 37\,840 \left(\frac{|647|}{270\,000} + \frac{|667|}{270\,000} \right) \quad (27)$$

$$= 1288 \text{ N [13]}$$

$$L_Y = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynY}}{f_W \cdot P_{eY}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 17\,750}{1,2 \cdot 1288} \right)^3 \cdot 50\,000 = 75\,740\,000 \text{ m} \quad (28)$$

Skutečná životnost vozíků je při určeném zatížení $75\,740\,000 \text{ m}$, a je tak větší než požadovaná. Podle těchto výsledků vedení vyhovuje. Podle stanovené životnosti by bylo možné volit menší vedení s menší únosností, ale pro menší vedení nenabízí výrobce zabudované odměřování a rozdíl v ceně vedení HGH 20 CA a HGH 15 CA není velký, proto ponechám vedení velikosti 20.

3.4.6. Kontrola Polohovacího systému

Když vedení vyhovuje, můžu přejít ke kontrole polohovacího systému. Jako první zkontroluji výkon motoru. Ke kontrolnímu výpočtu je nutné zjistit maximální úhlové zrychlení motoru $\ddot{\varphi}_Y$ podle vzorce (29) a moment setrvačnosti pastorku redukováný na vstupní hřídel převodovky J_{redpy} (30). Požadovaný krouticí moment motoru M_{mY} je pak ze vzorce (31), kde $J_{převY}$ je redukováný moment setrvačnosti převodovky, $M_{převY}$ je odebíraný moment převodovky na prázdko, způsobený pasivními odpory v převodovce. Tyto hodnoty jsou odečteny z *Tabulka 6: Parametry převodovek PAII [14]* pro převodovku PAII 042 s průměrem otvoru pro hřídel motoru 8 mm. Hodnota J_{mY} je hodnota momentu setrvačnosti motoru z *Tabulka 5: AC servomotory HIWIN [12]* ze strany 19 pro motor FRAC 1022.

$$\ddot{\varphi}_Y = \frac{a_y \cdot 1000 \cdot 2}{M_y \cdot z_y} \cdot i_y = \frac{1 \cdot 1000 \cdot 2}{1,5 \cdot 20} \cdot 10 = 667 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (29)$$

$$J_{redpy} = \frac{J_{pY}}{i_y^2} = \frac{1,11 \cdot 10^{-5}}{10^2} = 1,11 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (30)$$

kde: J_{pY} je moment setrvačnosti pastorku z *Autodesk Inventor Professional 2017*

$$M_{mY} = \frac{a_y \cdot m_y \cdot M_y \cdot z_y}{2 \cdot \eta_{pY} \cdot 1000 \cdot i_y} + M_{převY} + \phi_Y \cdot (J_{redpY} + J_{převY} + J_{mY})$$

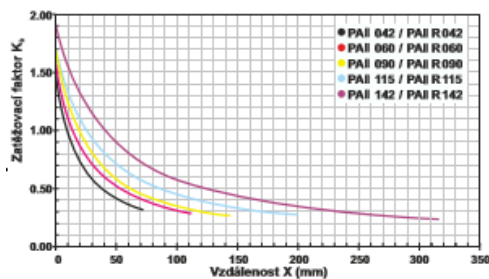
$$M_{mY} = \frac{1 \cdot 20,2 \cdot 1,5 \cdot 20}{2 \cdot 0,98 \cdot 1000 \cdot 10} + 0,05 + 667 \cdot (1,11 + 100 + 28) \cdot 10^{-7} \quad (31)$$

$$M_{mY} = 0,089 \text{ N} \cdot \text{m}$$

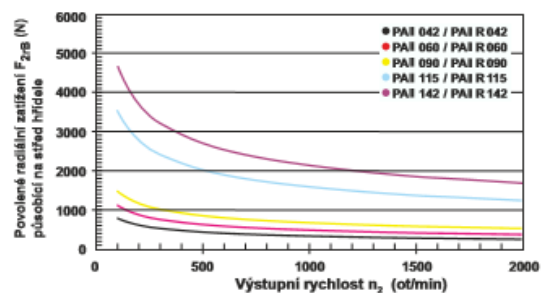
Tabulka 6: Parametry převodovek PAII [14]

Model	Stupeň	Převod ⁽¹⁾	Typ	PAII 042	PAII 060	PAII 090	PAII 115	PAII 142		
				PAIIR 042	PAIIR 060	PAIIR 090	PAIIR 115	PAIIR 142		
Nominální výstupní moment T _{2N}	Nm	1	3	16	42	110	217	430		
			4	16	42	113	223	440		
			5	15	40	118	220	435		
			7	12	35	96	198	366		
			9	8	24	60	125	273		
			10	10	27	68	155	295		
Nouzový STOP moment T _{2NOT}	Nm	1,2	3~100	Vše					3-násobek T _{2N}	
Max. akcelerační moment T _{2B}	Nm	1,2	3~100	Vše					T _{2B} = 60% of T _{2NOT}	
Moment na prázdko ⁽⁴⁾	Nm	1	3~10	PAII	0,05	0,10	0,40	0,80	2,50	
		2	15~100	PAIIR	0,10	0,15	0,45	0,85	2,55	
Vúle ⁽²⁾	arcmin	1	3~10	PAII	≤ 8	≤ 7	≤ 6	≤ 6	≤ 6	
		2	15~100	PAIIR	≤ 12	≤ 11	≤ 10	≤ 10	≤ 10	
Torzní tuhost	Nm/arcmin	1,2	3~100	Vše		0,9	2,2	8	12	16
Nominální vstupní otáčky n _{1N}	ot/min	1,2	3~100	Vše		4,500	4,000	3,600	3,600	2,500
Max. vstupní otáčky n _{1B}	ot/min	1,2	3~100	Vše		8,000	6,000	6,000	4,800	3,600
Max. radiální zatížení F _{2R} ⁽³⁾	N	1,2	3~100	Vše		810	1,150	1,530	3,470	4,640
Max. axiální zatížení F _{2aB} ⁽³⁾	N	1,2	3~100	Vše		405	575	765	1,735	2,320
Životnost ⁽⁵⁾	hod	1,2	3~100	Vše		20,000				
Provozní teplota	°C	1,2	3~100	Vše		0° C~ +90° C				
Třída krytí		1,2	3~100	Vše		IP65				
Mazivo		1,2	3~100	Vše		Syntetický tuk				
Montážní pozice		1,2	3~100	Vše		Libovolná poloha				
Hlučnost ⁽⁴⁾	dB(A)	1,2	3~100	PAII	≤ 60	≤ 62	≤ 64	≤ 66	≤ 68	
				PAIIR	≤ 70	≤ 72	≤ 74	≤ 75	≤ 77	
Účinnost η	%	1	3~10	PAII		≥ 97%				
		2	15~100	PAIIR		≥ 93%				
Hmotnost	kg	1	3~100	PAII	0,6 kg	1,1 kg	3 kg	6,2 kg	12,7 kg	
				PAIIR	1 kg	1,8 kg	4 kg	10,9 kg	17,9 kg	
		2	3~100	PAII	0,7 kg	1,4 kg	3,9 kg	8,2 kg	14,9 kg	
				PAIIR	1,1 kg	2,1 kg	5 kg	11,7 kg	21,7 kg	

Model	PAII 042		PAII 060		PAII 090		PAII 115		PAII 142		
	Ø ⁽⁴⁾ (C3)	1-stupňová	2-stupňová	1-stupňová	2-stupňová	1-stupňová	2-stupňová	1-stupňová	2-stupňová	1-stupňová	2-stupňová
8	kg.cm ²	0.10	0.10	0.12	0.10	-	-	-	-	-	-
11		0.16	0.16	0.19	0.16	-	-	-	-	-	-



Pokud radiální síla F_{2R} nepůsobí na střed výstupní hřídele ve vzdálenosti X < 1/2 L or X > 1/2 L, povolené radiální a axiální zatížení může být vypočítáno podle zatěžovacího faktoru K_L na grafickém průběhu výše.

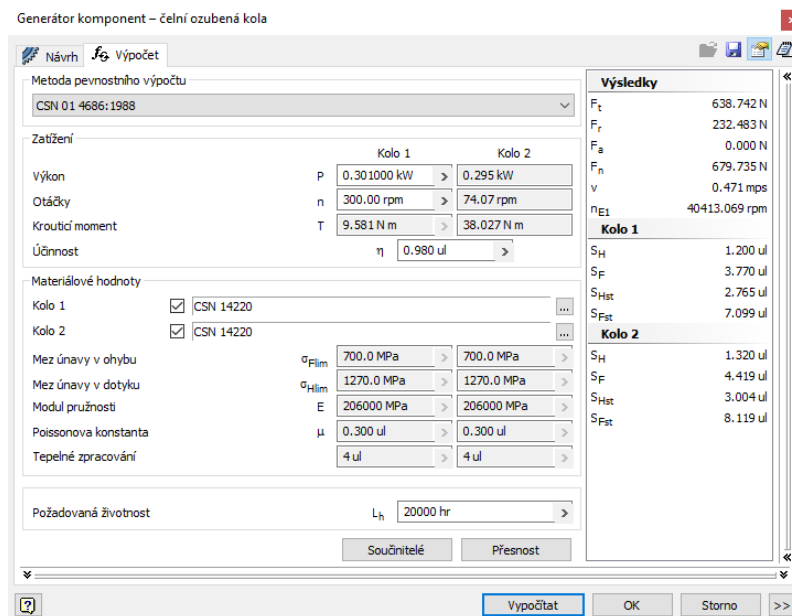


Povolené radiální zatížení F_{2R} na střed výstupní hřídele X = 1/2 L pro různé výstupní rychlosti. Uvedené hodnoty jsou pro životnost 20 000 hodin⁽⁵⁾.

Požadovaný moment motoru je nižší než jmenovitý moment motoru a motor FRAC 1022 je možné tedy použít. Když motor vyhovuje, je nutné ověřit, jestli moment na výstupu z převodovky nepřekračuje povolenou hodnotu pro danou velikost převodovky a radiální síla způsobená záběrem pastorku nepřekračuje povolenou hodnotu danou únosností ložisek převodovky. Moment na výstupu z převodovky stanovím pro špičkový moment motoru $M_{mY\ max} = 0,96\ N \cdot m$, který motor dokáže vyvinout. Moment na výstupu převodovky M_{maxpY} je pak podle (32) roven $9,6\ N \cdot m$. Maximální radiální síla od pastorku F_{rY} je z rovnice (33) a je rovna $232,94\ N$. Tato síla působí ve vzdálenosti $20\ mm$ od odsazení. Pro tuto vzdálenost je povolená hodnota dle *Tabulka 6: Parametry převodovek PAII [14]* $400\ N$, a tak je možné nasadit pastorek přímo na výstupní hřídel převodovky bez přídavných ložisek. Na závěr je nutné ještě zkontrolovat ozubení pastorku. Kontrolu ozubení provedu pomocí Autodesk Inventor Professional 2017, kde za krouticí moment dosadím moment M_{maxpY} ze vzorce (32). Pastorek a hřeben bude vyroben z cementované a kalené oceli 14 220. Šířka záběru pastorku na hřebenu bude $17\ mm$. Výsledek výpočtu viz *Obr. 16: Výpočtová zpráva pastorku osy Y*

$$M_{maxpY} = M_{mY\ max} \cdot i_y = 9,6 \cdot 10 = 9,6\ N \cdot m \quad (32)$$

$$F_{rY} = \frac{M_{maxpY} \cdot 2 \cdot \tan \alpha_{pY}}{M_y \cdot z_y} = \frac{9600 \cdot 2 \cdot \tan 20^\circ}{1,5 \cdot 20} = 232,94\ N \quad (33)$$



Obr. 16: Výpočtová zpráva pastorku osy Y

Ozubení pastorku vyhovuje s bezpečností 1,2. Konstrukce celé osy vyhovuje a je možné ji použít tak, jak byla navržena.

3.5. Návrh osy X

Osa X je druhá horizontální osa, která se zajišťuje pohyb hořáku po délce stolu. Délka pohybu bude odpovídat délce plechu $3500\ mm$ a přeběhům $100\ mm$ na každé straně.

Výsledná délka tedy bude 3700 mm. Konstrukce osy bude provedena jako portál přes šířku stolu s vedením a ozubeným hřebenem pro pohyb osy Y. Délka portálu bude, s ohledem na konstrukci stolu a předpokládanému uložení vedení na boku nosných profilů stolu, asi 1920 mm.

3.5.1. Stanovení zatížení, požadované přesnosti, rychlosti a životnosti

Na zatížení osy X se projevují síly způsobené zrychlováním všech os a tíhové síly. Požadovaná přesnost je jako u osy Y stanovena na $\pm 0,05$ mm. Maximální rychlost posuvu osy činí dle zadání $v_x = 400$ mm/s. Minimální životnost L_h je jako u ostatních os pro maximální rychlost posuvu, stanovena na 20 000 h.

3.5.2. Volba druhu lineárního vedení

Pro vedení osy volím valivé vedení s oběžnými kuličkami, a to ze stejných důvodů jako u osy Y. Na rozdíl od osy Y bude ale osa X vybavena na každé straně portálu dvěma vozíky na jedné kolejnici. Dva vozíky použiji na základě předpokladu, že při výšce portálu kolem 350 mm, bude těžiště portálu vysoko nad vedením a při zrychlování by se při použití jen jednoho vozíku na něm vytvářel vysoký klopný moment, který by snižoval životnost vedení. Při použití dvou vozíků s větší roztečí se moment přemění na radiální sílu, která nemá na životnost takový vliv. Pro vymezení vůle a zvýšení tuhosti uložení použiji vozíky s nízkým předpětím. Předpětí $P_{pX} = 0,02$ statické únosnosti vozíku.

3.5.3. Volba druhu polohovacího systému

S ohledem na šířku portálu, pro nutnost dosažení požadované přesnosti a snížení zatížení vedení, je nutné použití polohovacího systému na obou koncích portálu. Pro tyto požadavky by bylo nejjednodušším a nejlevnějším řešením použití pohonu pomocí rotačních řemenů napnutých po obou stranách stolu s hnacími řemenicemi, spojenými společnou hnací hřídelí na jednom konci stolu. Avšak při nízké tuhosti řemenů, velké délce pohybu a požadovanému zrychlení a přesnosti, by při rychlém ustavování na přesnou polohu mohlo dojít k rozvibrování pohonu. Řemenový pohon by tedy nebyl dobrou volbou. Použití šroubových mechanismů, ať již s použitím jednoho motoru a rozvodem pohybu pomocí dvou kuželových převodovek, nebo použitím dvou motorů, je nevhodné. A to z důvodu vzpěru na šroubech, nutnosti použití vysokých otáček šroubů pro dosažení požadované rychlosti a průhybu šroubů od vlastní tíhy by bylo nutné, vzhledem k náchylnosti ke krouživým kmitům, použít průměr šroubu až 80 mm. A tak by vznikly velké setrvačné momenty a bylo by tedy třeba použít nepřiměřeně velký motor. Toto provedení by však také bylo drahé.

Proto, obdobně jako u osy Y, volím pohon pomocí ozubeného hřebene. I u tohoto druhu polohovacího systému je možné použít řešení s jedním motorem, kde by byly oba pastorky spojené spojovací hřídelí. Při tomto řešení by ale spojovací hřídel vadila při řezání vyšších plechů nebo profilů, a také by vzhledem k nutnosti uložení hřebenu na vrchní straně nosných profilů stolu docházelo k jejich nadměrnému znečištění. Spojovací hřídel dále zbytečně zvyšuje moment setrvačnosti a bylo by tedy nutné použít motor s větším krouticím

momentem. U tohoto provedení by též bylo složité dosažení kolmosti osy X vzhledem k ose Y.

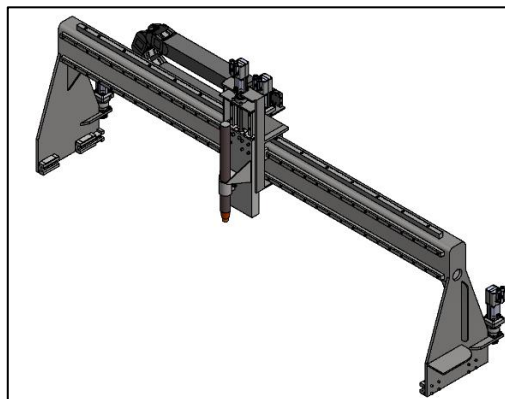
Z těchto důvodů jsem se rozhodl pro provedení se dvěma motory v kombinaci s přímými planetovými převodovkami. Při tomto provedení jsou setrvačné momenty malé, výška řezaného profilu je omezena pouze výškou portálu a seřízení kolmosti se bude provádět jen pomocí seřízení koncových snímačů polohy. Nevýhodou spatřuji v nutnosti použití odměřování na obou stranách portálů. Toto řešení zvyšuje cenu, ale zároveň i přesnost oproti provedení se spojovací hřídelí. Jelikož je nutné s ohledem na přesnost použít přímé odměřování, použiji jako u osy Y vozíky se zbudovaným snímačem a kolejnicí s magnetickým páskem.

3.5.4. Předběžný návrh rozměrů a hmotností

Zatížení lineárního vedení bude díky použití čtyř vozíků nízké, a tak pro požadavek umístění snímače odměřování na vozíku volím obdobně jako u osy Y vedení od výrobce HIWIN typ HGH 20 CA. Na každé straně bude jeden vozík se snímačem odměřování a jeden bez něho. Pro předběžný návrh předpokládám velikost požadovaného krouticího momentu motoru podle vzorce (34) kde uvažuji, že při umístění osy Y na jedné straně portálu bude potřebnou sílu pro zrychlení celé hmotnosti osy Y vytvářet pouze jeden motor. Ale sílu pro zrychlení portálu o předpokládané hmotnosti $m'_{px} = 80 \text{ kg}$ budou vytvářet oba motory. Předběžně volím pastorek s ozubením o modulu $M_x = 1,5 \text{ mm}$, úhlem záběru $\alpha_{px} = 20^\circ$ a počtem zubů $z_x = 20$, jako u pohonu osy Y. Pro pohon volím i stejný převod převodovky $i_x = 10$.

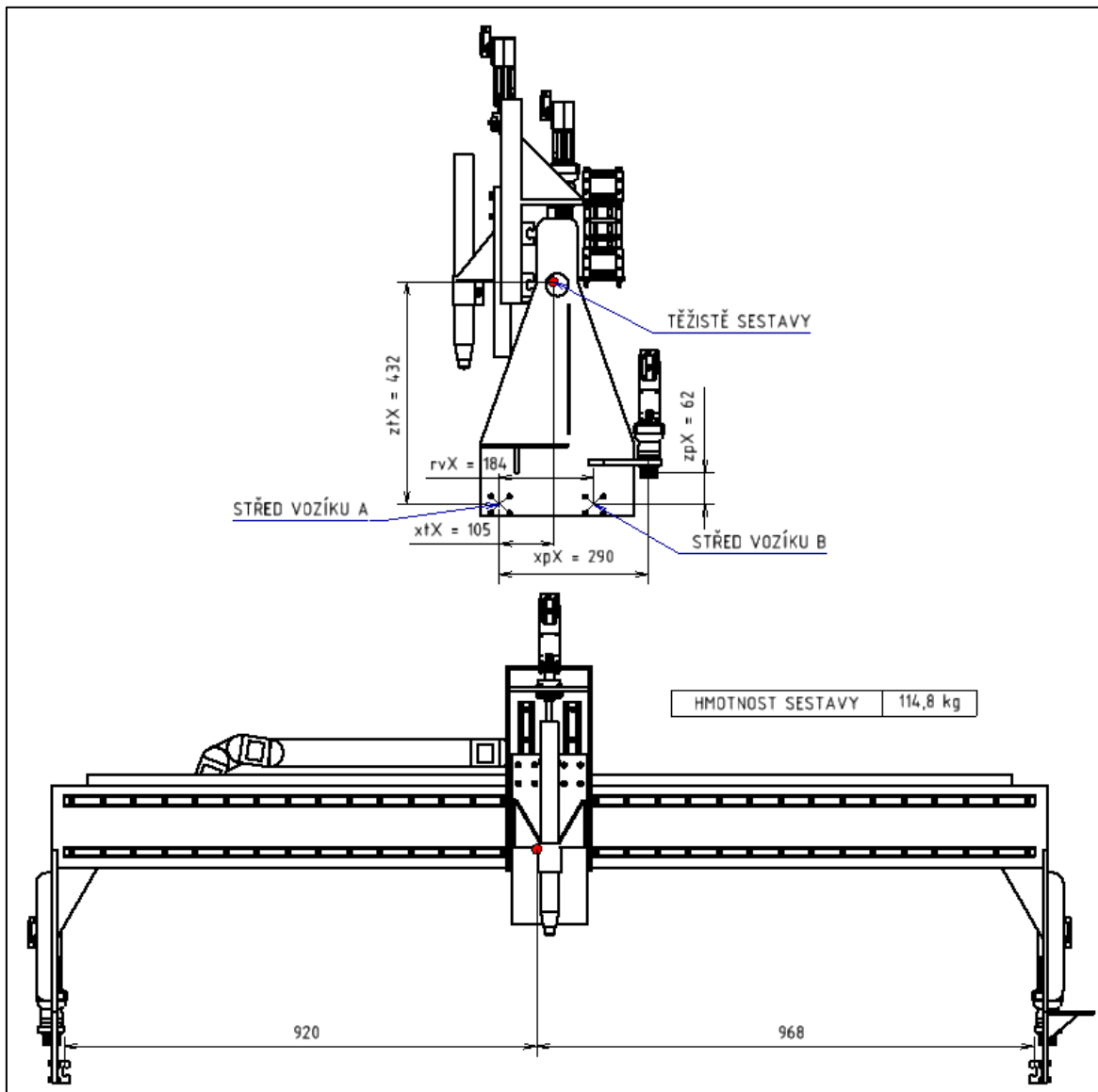
$$M''_{mX} = \frac{a_x \cdot M_x \cdot z_x}{2 \cdot \eta_{pX} \cdot i_x} \cdot \left(m_y + \frac{m'_{px}}{2} \right) = \frac{1 \cdot 1,5 \cdot 20}{2 \cdot 0,98 \cdot 10} \left(19,6 + \frac{80}{2} \right) = 91 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (34)$$

S ohledem na setrvačné momenty a odpor převodovky volím motor HIWIN FRAC 1022 s brzdou, a tomu odpovídající přímou planetovou převodovku APEX PAII 042 s převodem 10. Jelikož je rychlost osy X a Y shodná, budou i maximální otáčky motoru stejné, a to $n_{mx} = n_{my} = 2564 \text{ ot/min}$. S těmito hodnotami je nyní možné vytvořit model a určit přesné hmotnosti a rozměry portálu.



Obr. 17: Obrázek sestavy osy X

Vytvořením modelu osy jsem zjistil, že hmotnost samotného portálu osy X bude $m_{pX} = 94,6 \text{ kg}$. Umístění těžiště s rozměry potřebnými pro výpočet zatížení vedení je na Obr. 18: Nákres sestavy osy X. Hmotnost osy je větší než jsem předpokládal, ale ve výpočtu potřebného předběžného krouticího momentu je dostatečná rezerva, a tak zatím velikost motoru ponechám.



Obr. 18: Nákres sestavy osy X

3.5.5. Kontrola lineárního vedení

Obdobně jako u ostatních os provedu nejprve statickou kontrolu lineárního vedení. Na rozdíl od ostatních os jsou, díky použití dvou vozíků na jedné koleji, vozíky zatíženy pouze radiální silou. Kontrolovat budu pouze vozíky na jedné straně, protože těžiště portálu je jen málo vzdálené od středu portálu a zatížení vozíků od váhy samotného portálu je tak na obou stranách stejné. Pro statickou i dynamickou kontrolu budu dále uvažovat, že poloha osy Y je na jedné z koncových poloh a celou váhu osy Y a X nesou pouze vozíky na jedné

straně. Síly působící na vozík, v *Obr. 18: Náčrt sestavy osy X* označený jako A, jsou s indexem A, na vozík B s indexem B. Součinitel zatížení, vzhledem k velikosti setrvačných hmot, volím $f_X = 1,8$. Výpočet celkového radiálního zatížení P_{rXA} je dle vzorce (38) pro vozík A, P_{rXB} pro vozík B je dle (39), kde síly P_{ryXA} dle vzorce (35) a P_{ryXB} dle vzorce (36) jsou síly způsobené zrychlením osy Y, a radiální silou pastorku osy X. Dále síly P_{rzXA} (37) a P_{rzXB} (38) jsou síly od zrychlení osy X a od záběru pastorku pro pohon osy X. Síly způsobené zrychlením osy Z vzhledem k jejich velikosti zanedbávám.

$$P_{ryXA} = f_X \left(\frac{1}{2} \cdot a_Y \cdot m_Y + \frac{\left(\frac{m_{pX}}{2} + m_Y\right) \cdot \tan(\alpha_{pX}) \cdot (x_{pX} - r_{vX})}{r_{vX}} \right)$$

$$P_{ryXA} = 1,8 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 20,2 + \frac{\left(\frac{94,6}{2} + 20,2\right) \cdot \tan(20^\circ) \cdot (290 - 184)}{184} \right) = 43,7N \quad (35)$$

$$P_{ryXB} = f_X \left(\frac{1}{2} \cdot a_Y \cdot m_Y + \frac{\left(\frac{m_{pX}}{2} + m_Y\right) \cdot \tan(\alpha_{pX}) \cdot x_{pX}}{r_{vX}} \right)$$

$$P_{ryXB} = 1,8 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 20,2 + \frac{\left(\frac{94,6}{2} + 20,2\right) \cdot \tan(20^\circ) \cdot 290}{184} \right) = 87,9N \quad (36)$$

$$P_{rzXA} = f_X \cdot \frac{\left(\frac{m_{pX}}{2} + m_Y\right)}{r_{vX}} \cdot [(z_{tX} - z_{pX}) \cdot a_X + g \cdot (r_{vX} - x_{tX})]$$

$$P_{rzXA} = 1,8 \cdot \frac{\left(\frac{94,6}{2} + 20,2\right)}{184} \cdot [(432 - 64) \cdot 1 + 9,81 \cdot (184 - 105)] \quad (37)$$

$$P_{rzXA} = 754,7 N$$

$$P_{rzXB} = f_X \cdot \frac{\left(\frac{m_{pX}}{2} + m_Y\right)}{r_{vX}} \cdot [(z_{tX} - z_{pX}) \cdot a_X + g \cdot x_{tX}]$$

$$P_{rzXB} = 1,8 \cdot \frac{\left(\frac{94,6}{2} + 20,2\right)}{184} \cdot [(432 - 64) \cdot 1 + 9,81 \cdot 105] \quad (38)$$

$$P_{rzXB} = 922,5 N$$

$$P_{rXA} = P_{pX} \cdot C_{0X} + |P_{ryXA}| + |P_{rzXA}| = 0,02 \cdot 37\,840 + |43,7| + |754,7| = 1555,2N \quad (39)$$

$$P_{rXB} = P_{pX} \cdot C_{0X} + |P_{ryXB}| + |P_{rzXB}| = 0,02 \cdot 37\,840 + |87,9| + |922,5| = 1767,2 N \quad (40)$$

Porovnáním výsledných zatížení a katalogových hodnot dovoleného statického zatížení uvedených v *Tab. 4 Únosnosti lineárního vedení HGH 20* na straně 17 zjistíme, že

vedení staticky vyhovuje a je ho tedy ještě nutné zkontrolovat dynamicky. Dynamickou kontrolu budu provádět jen pro více zatížený vozík B, protože tím bude dána životnost celého vedení osy. Nejprve je nutné vypočítat požadovanou životnost vedení L'_X v metrech podle vztahu (41), a pak ekvivalentní dynamické zatížení P_{eX} podle vzorce (42). Skutečnou životnost vedení L_X pro uvedené zatížení stanovím podle vzorce (43), kde C_X je dynamická únosnost vozíků.

$$L'_X = v_X \cdot L_h \cdot 3,6 = 400 \cdot 20000 \cdot 3,6 = 28\,800\,000 \text{ m} \quad (41)$$

$$P_{eX} = P_{rXB} = 1767,2 \text{ N} \quad (42)$$

$$L_X = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynX}}{f_W \cdot P_{eX}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 17\,750}{1,2 \cdot 1767,2} \right)^3 \cdot 50\,000 = 29\,320\,000 \text{ m} \quad (43)$$

Skutečná životnost vedení je vyšší než požadovaná, a tak lineární vedení HIWIN HGH 20 CA je možné pro tuto osu použít.

3.5.6. Kontrola polohovacího systému

Kontrola polohovacího systému osy X bude obdobná jako u osy Y. Nejdříve tedy stanovím potřebné úhlové zrychlení motoru $\ddot{\varphi}_X$ (44), protože setrvačné, ovládací i odporové krouticí momenty způsobující zatížení motoru budu redukovat právě na hřídel motoru. Ve výpočtu uvažuji použití převodovky s převodem $i_X = 10$. Poté je možné vzorcem (46) určit potřebný krouticí moment motoru, kde hodnota J_{redpX} je redukovaný moment setrvačnosti pastorku z rovnice (45), hodnoty momentu naprázdno $M_{převX}$ a momentu setrvačnosti převodovky $J_{převX}$ jsou z *Tabulka 6: Parametry převodovek PAII [14]* na straně 24 a hodnota J_{mX} je moment setrvačnosti motoru HIWIN FRAC 1022. Velikost momentu setrvačnosti pastorku byla programem Autodesk Inventor Professional 2017 určena na $J_{pX} = 0,128 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$$\ddot{\varphi}_X = \frac{a_X \cdot 1000 \cdot 2}{M_X \cdot z_X} \cdot i_Y = \frac{1 \cdot 1000 \cdot 2}{1,5 \cdot 20} \cdot 10 = 667 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (44)$$

$$J_{redpX} = \frac{J_{pX}}{i_X^2} = \frac{1,27 \cdot 10^{-5}}{10^2} = 1,27 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (45)$$

$$M_{mX} = \frac{a_X \cdot M_X \cdot z_X}{2 \cdot \eta_{Xp} \cdot i_X \cdot 1000} \cdot \left(m_y + \frac{m_{pX}}{2} \right) + M_{převY} + (J_{redpX} + J_{převX} + J_{mX}) \cdot \ddot{\varphi}_X \quad (46)$$

$$M_{mX} = \frac{1 \cdot 1,5 \cdot 20}{2 \cdot 0,98 \cdot 10 \cdot 1000} \cdot \left(20,2 + \frac{94,6}{2} \right) + 0,05 + (1,27 + 100 + 28) \cdot 10^{-7} \cdot 667$$

$$M_{mX} = 0,162 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Požadovaný krouticí moment motoru, jak z výpočtu vyplývá, je nižší než nominální a motor HIWIN FRAG 1022 je tedy možné použít. K motoru bude připojena převodovka APEX PAII 042 s převodem 10, kde při pohonu tímto motorem je maximální krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky $M_{maxpX} = 9,6 \text{ N} \cdot \text{m}$, a je tedy nižší, než dovolený. U

převodovky je ještě nutné zkontrolovat maximální radiální sílu F_{rX} od pastorku na výstupním hřídeli. Její velikost je dle vzorce (47) rovna 232,94 N a působí 22 mm od osazení. Pro tuto vzdálenost je povolená síla, dle grafů v *Tab.6 parametry převodovek PAII*, 400 N. Působící síla je nižší a pastorek je možno nasadit rovnou na výstupní hřídel převodovky.

$$F_{rX} = \frac{M_{maxpX} \cdot 2 \cdot \tan \alpha_{pX}}{M_X \cdot z_X} = \frac{9600 \cdot 2 \cdot \tan 20^\circ}{1,5 \cdot 20} = 232,94 \text{ N} \quad (47)$$

Jako poslední je nutné ještě zkontrolovat bezpečnost pastorku. Kontrolu pastorku provedu pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2017. Šířka záběru pastorku bude 20 mm a pastorek bude vyroben z oceli 14 220. Z výpočtové zprávy na *Obr. 19: Výpočtová zpráva pastorku osy X* vyplývá, že celková bezpečnost pastorku je 1,24. Tuto velikost modulu a počet zubů je tedy možné použít.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,301000 kW	0,295 kW
Otáčky	n 300,00 rpm	74,07 rpm
Kroučící moment	T 9,581 N m	38,027 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 CSN 14220

Kolo 2 CSN 14220

Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1270,0 MPa	1270,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	4 ul	4 ul

Požadovaná životnost L_h 20000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno >>

Výsledky

F_t	638,742 N
F_r	232,483 N
F_a	0,000 N
F_n	679,735 N
v	0,471 mps
n_{E1}	40413,069 rpm
Kolo 1	
S_H	1,240 ul
S_F	3,897 ul
S_{Hst}	2,857 ul
S_{Fst}	7,339 ul
Kolo 2	
S_H	1,364 ul
S_F	4,569 ul
S_{Hst}	3,105 ul
S_{Fst}	8,394 ul

Obr. 19: Výpočtová zpráva pastorku osy X

3.6. Návrh stolu

Stůl řezacího stroje se bude skládat z nosné konstrukce a roštu. Nosná konstrukce bude svařena ze silnostěnných ocelových uzavřených profilů o rozměru 160 x 80 x 8 mm. K nim bude přišroubováno 12 nosných nohou z obdobných profilů o rozměru 80 x 80 x 6 mm. Nosná konstrukce bude také opatřena kolejnicemi a ozubenými hřebeny pro vedení osy X a vzpěrami proti prohnutí roštu. Každá nosná noha bude opatřena výškově stavitelnou podložkou. Výškové nastavení se bude provádět pomocí závitů na podložce a ve vložce nohy stolu. Tyto podložky zajistí stabilitu celého stroje a možnost vyrovnání stroje do roviny.

Rošt stolu, na který se budou pokládat řezané plechy, bude vyroben z plochých ocelových tyčí o rozměru 70 x 5 mm, které budou vsazeny do uložení v nosné konstrukci stolu s roztečí 60 mm. Profily budou odkloněny o 5° vzhledem k ose Y. Toto odklonění zajistí, že při pravoúhlých řezech, kterých bude většina, nemůže být celá délka profilu pod řezem a rošt se nebude muset tak často měnit z důvodu rozřezání profilů.

Podle modelu v programu Autodesk Inventor Professional 2017 je hmotnost celého stroje bez elektrických svazků 1044 kg.

4. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout a zkontrolovat lineární vedení a polohovací systémy pro polohování všech tří os plazmového řezacího stoje. Jako zdroje pro moji práci jsem využíval především elektronické katalogy výrobců, od kterých jsem se rozhodl, při pozdější stavbě stoje, jednotlivé díly nakoupit. Většina dílů, které jsem v této práci použil, vyrábí nebo jen dodává firma HIWIN. Pro tohoto výrobce jsem se rozhodl z důvodu ucelené nabídky součástí, zahrnující součásti okolo vedení, řídicí hardware a software, a také z důvodu obsáhlých katalogů.

Všechna lineární vedení jsem nakonec navrhl jako vedení valivá s oběhovými kuličkami. Tento typ vedení je pro tento stroj nejlepší volbou, a to z důvodu vysokých rychlostí posuvů, malého zatížení a požadované větší přesnosti. Při kontrolních výpočtech životnosti vedení jsem uvažoval trvalý pohyb ve všech osách při maximální rychlosti a maximálním zrychlení. Tato situace ale v praxi nikdy nenastane, protože reálná rychlost řezání je pro větší tloušťky plechů asi poloviční oproti zadané rychlosti rychloposuvu a k zatížení od zrychlení os bude docházet jen na krátký čas. Tak bude reálná životnost vedení ještě větší než vypočtená.

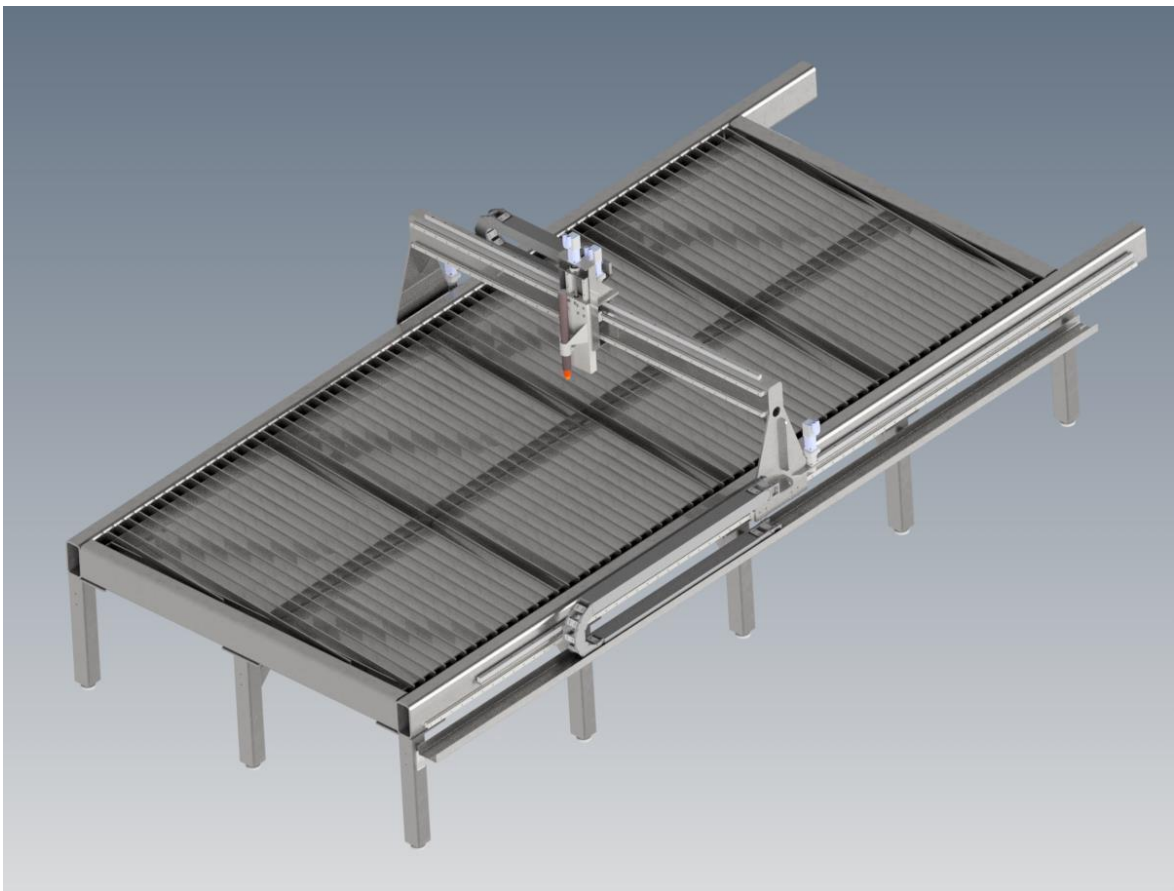
Při kontrole pohonů jsem nebral v potaz odporovou sílu vznikající pohybem vedení. Dle katalogu výrobce HIWIN [3] je tato síla velice závislá na viskozitě maziva, a to pro zatížení menší než 10 % statické únosnosti. Proto musí být stanovena zkouškou. Zatížení vedení všech tří os je menší než uvedených 10 %, a tak jsem odporovou sílu nemohl stanovit výpočtem. Zároveň však výrobce udává, že odporová síla pro větší zatížení je v rozmezí 0,2 % až 0,4 % zátěžné síly. Síla je tedy malá a pro mnou použité vedení při 10 % zatížení to je asi 6 N na každý vozík. Zatížení pohonu od akceleračních sil je však několikanásobně větší, a tak jsem odporové síly neuvažoval. Zároveň jsou mnou použité motory mírně předimenzované, a také jsou schopny krátkodobě vyvinou až trojnásobný krouticí moment vůči nominálnímu. Při větším zrychlení a rychlostech by proto neměly s pohonem problém.

Díky většímu výkonu motorů a možnému zvětšení zatížení vedení by stroj mohl i při zachování minimální stanovené životnosti pracovat s většími rychlostmi a většími zrychleními. Větší rychlost by vedla k u úspoře času při řezání plechů o malé síle. Díky většímu zrychlení by také bylo možné rychleji řezat tvarově složité součásti, zejména součásti s ostrými úhly, kde je třeba jednu osu z plné rychlosti zastavit a druhou urychlit na maximální rychlost. Právě z důvodů vysoké akcelerace os jsem pro horizontální osy, starající se o výsledný řezaný tvar, navrhl pohon hřebenem, který má malý moment setrvačnosti a díky tomu je i s malými, a tím pádem levnějšími motory, možná vysoká akcelerace os.

Váha samotné konstrukce řezacího stolu bez elektrických kabelů a hadic je 1044 kg. Z toho samotný stůl s roštem pro uložení plechů váží cca 920 kg. Tento poměr hmotností

pohyblivých a nepohyblivých částí zajistí celému stroji stabilitu na základu a nebude nutné stroj kotvit.

Do budoucna plánuji ještě stroj doplnit o vodní rošt, který by zajistil chlazení výpalků, ty by se tím pádem méně kroutily, a voda by zároveň pohlcovala odlétající jiskry. Výkresy sestav jednotlivých os a celkové sestavy se nacházejí v přílohách 1 až 4. Na těchto výkresech je možné vidět jak konstrukční řešení jednotlivých os, tak i celkový pohled na stroj.



Obr. 20: Celkový pohled na řezací stoj

Seznam použité literatury

- [1] Lineární kluzná vedení. Hennlich [online]. [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/kluzna-pouzdra-a-vedeni-linearni-kluzna-vedeni-44.html>
- [2] Ing. Milan Křiva a Ing. Petr Stuchlík. Lineární versus kluzné vedení. MM Průmyslové spektrum [online]. [cit. 2017-03-25]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-versus-kluzne-vedeni.html>
- [3] Katalog Lineární vedení. Hiwin [online]. 2016 [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cz/download>
- [4] Rolničková vedení. T.E.A. Technik [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/lintrek/>
- [5] Rolnová a rolničková lineární vedení. BIBUS [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://www.bibus.cz/prehled-produktu/mechatronika/linearni-loziska-a-vedeni/rolnova-a-rolnickova-linearni-vedeni/>
- [6] Lineární motory. RAVEO [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <http://www.linearni-motor.cz/>
- [7] Kluzné šrouby. KSK *Precise Motion* [online]. 2014 [cit. 2017-04-03]. Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/ke-stazeni/>
- [8] Katalog Kuličkové šrouby. Hiwin [online]. 2016 [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cz/download>
- [9] Válečkové šrouby. SKF [online]. [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/ball-and-roller-screws/roller-screws/index.html>
- [10] Trapezoidal cylindrical machined nuts. CNC Shop [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: http://www.cncshop.cz/PDF/TR/lrm_en.pdf
- [11] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [12] Rotační motory. HIWIN [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/polohovaci-systemy/rotacni-motory/servo-motory/119_frac-400w
- [13] AMPO - katalog vedení. AMPO [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z: <http://www.ampo.cz/produkty/linearni-vedeni/linearni-vedeni>

- [14] Přímé planetové převodovky APEX. *RAVEO* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/apex-PAII>
- [15] Bosch-Rexroth lineární technika. *KOŇAS s.r.o* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.konas-cz.cz/rexroth-bosch-linearni-technika-2/>
- [16] *RAVEO* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/firma-raveo-rozsiruje-skladove-kapacity-linearniho-vedeni-cpc>
- [17] High force linear motors. *Heason* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.heason.com/article-detail.php?aid=253&did=High-force-linear-motors:-Kollmorgen-ICH-direct-drive-motors-maximise-power-density-for-high-throughput-tasks>
- [18] *Lineární motor* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.linearni-motor.cz/>
- [19] Kluzné šrouby. *KSK precise motion* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/ke-stazeni/>
- [20] Volba kuličkových šroubů. *MM Spektrum* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulickovych-sroubu.html>
- [21] Ozubené hřebeny. *T.E.A Technik* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/sikmym-ozubenim-1/>
- [22] Hřebeny s přímým ozubením. *RAVEO* [online]. [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/hrebeny-prime-ozubeni>.
- [22] Alternative to Linear Motors Built from Components. *Design World* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.designworldonline.com/alternative-to-linear-motors-built-from-components/#>
- [23] AUTOCUT A 151P. *Svartechnik* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.trafimet.cz/2016/05/03/autocut-a-151p/>
- [24] Představení Servoaktuátorů. *SERVO-DRIVE* [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z: https://www.servo-drive.cz/invertovany_valeckovy_sroub_servoaktuator.php

Seznam obrázků

Obr. 1 : Rolničkové vedení V-line [5]	5
Obr. 2: Rolničkové vedení U-line [15]	5
Obr. 3 Sestava kuličkového vozíku [16]	6
Obr. 4:: Lineární motor [17]	7
Obr. 5: Řez lineárním motorem [18]	7
Obr. 6: Trapézový šroub s maticí [19]	8
Obr. 7: Řez kuličkovým šroubem [20]	9
Obr. 8 : Planetový válečkový šroub [24]	11
Obr. 9: Hřebenový pohon se šikmým ozubením [21]	11
Obr. 10: Pohon pevným ozubeným řemenem [22]	12
Obr. 11: Schéma stroje	13
Obr. 12: Hořák Autocut P151	14
Obr. 13: Nákres rozměrů matice [10]	15
Obr. 14: Poloha těžiště osy Z	16
Obr. 15: Nákres sestavy osy Y	21
Obr. 16: Výpočtová zpráva pastorku osy Y	25
Obr. 17: Obrázek sestavy osy X	27
Obr. 18: Nákres sestavy osy X	28
Obr. 19: Výpočtová zpráva pastorku osy X	31
Obr. 20: Celkový pohled na řezací stoj	34

Seznam tabulek

Tabulka 1: Třídy přesnosti [7]	9
Tabulka 2: Přesnosti kuličkových šroubů [8]	10
Tabulka 3: Rozměry trapézových matic [10]	15
Tabulka 4: Únosnosti lineárního vedení HGH 20 [3]	17
Tabulka 5: AC servomotory HIWIN [12]	19
Tabulka 6: Parametry převodovek PAII [14]	24

Seznam příloh

- A Výkres sestavy osy X
- B Výkres sestavy osy Y
- C Výkres sestavy osy Z
- D Výkres sestavy řezacího stolu