

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Manipulace s polotovary a obrobky

soustružnického obráběcího centra SP 430

2017

Petr Marek



Prohlášení

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

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

V Praze dne 25.5.2017

.....

podpis



Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval především doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi, CSc. za odborné vedení této práce, cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Petru Polanskému za konzultace a praktické rady, celému konstrukčnímu oddělení firmy Bohemia Machine s.r.o. za předávání zkušeností z praxe a v neposlední řadě své rodině a přátelům za neustálou podporu během studia.



Anotace

Autor:	Petr Marek
Název BP:	Manipulace s polotovary a obrobky soustružnického obráběcího centra SP 430
Rozsah práce:	59 str., 38 Obr., 2 tab.
Školní rok vyhotovení:	2016/2017
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Konzultant:	Ing. Petr Polanský
Zadavatel:	Kovosvit MAS, a.s.
Využití:	Automatizace výměny obrobků soustružnického obráběcího centra
Klíčová slova:	Manipulace, automatizace výměny obrobků, konstrukce, obráběcí stroje, portálový manipulátor
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá problematikou automatické výměny obrobků u soustružnického obráběcího centra SP 430. Na základě průzkumu existujících řešení byly předloženy tři návrhy. Nejvhodnější varianta pak byla zpracována formou návrhových výpočtů, 3D modelů a výkresové dokumentace.



Annotation

Author:	Petr Marek
Title of bachelor dissertation:	Handling with semi-products and workpieces from turning machining centre SP 430
Extent:	59 p., 38 fig., 2 tab.
Academic year:	2016/2017
University:	CTU – Faculty of mechanical engineering
Department:	Ú12135 - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Consultant:	Ing. Petr Polanský
Submitter of the Theme:	Kovosvit MAS, a.s.
Application:	Automation of workpieces replacing from turning machining centre
Key words:	Handling, automation of workpieces replacing, construction, machine tools, gantry manipulator
Annotation:	This Bachelor thesis deals with problematic of automatic workpiece replacing from turning machining centre SP 430. Based on the research of existing solutions three drafts were put forward. The most suitable variant was processed in design calculations, 3D models and drawing documentation.



Obsah

1.	Úvod.....	10
2.	Cíl práce	11
2.1.	Zadání	11
2.2.	Struktura pracoviště	12
3.	Automatická výměna obrobků	13
3.1.	Požadavky	13
3.2.	Parametry manipulace.....	13
3.3.	Existující řešení.....	14
3.3.1.	Soustruh s integrovaným manipulátorem.....	14
3.3.2.	Univerzální manipulátory.....	15
3.3.3.	Průmyslové roboty	19
4.	Koncepční návrhy	21
4.1.	Manipulační vozík	21
4.2.	Manipulátor SCARA	22
4.3.	Portálový manipulátor.....	22
4.4.	Výběr varianty	23
5.	Vlastní řešení.....	24
5.1.	Návrh kinematiky	24
5.2.	Volba efektoru	26
5.3.	Návrh manipulační hlavičky	31
5.4.	Vertikální osa Y	35
5.5.	Horizontální osa Z	43
5.6.	Nosná konstrukce.....	47
5.7.	Příslušenství	51



5.8.	Popis konstrukce a funkce	53
6.	Závěr	55
7.	Seznamy	56
7.1.	Seznam obrázků.....	56
7.2.	Seznam tabulek	57
7.3.	Seznam použité literatury	57
7.4.	Seznam příloh	59
7.4.1.	Textové přílohy	59
7.4.2.	Výkresová dokumentace	59
7.4.3.	Elektronické přílohy.....	59



Seznam symbolů, jednotek a značek

Symbol	Jednotka	Význam
a	[m/s ²]	zrychlení
B		osa rotace
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
d_w	[mm]	valivý průměr pastorku
ε	[rad/s ²]	úhlové zrychlení
F	[N]	síla
f	[-]	součinitel tření
G	[N]	tíha
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
i	[-]	převodový poměr
J_y	[kg·m ²]	moment setrvačnosti hlavice k ose Y
k	[-]	součinitel bezpečnosti
L	[m]	celková dráha pohybu
L_{10h}	[h]	trvanlivost ložiska
m	[kg]	hmotnost
M	[N·m]	výpočtový moment pro roztočení hlavice
N	[N]	normálová reakce na uchopovací prst
n	[1/min]	otáčky
P	[W]	výkon
P_{ax}	[N]	střední hodnota zatížení axiálního ložiska
P_{rad}	[N]	střední hodnota zatížení radiálního ložiska
R	[mm]	poloměr kružnice opsané těžištěm polotovaru při rotaci manipulační hlavice
s_1	[m]	dráha zrychleného pohybu
s_2	[m]	dráha rovnoměrného pohybu
s_3	[m]	dráha zpomaleného pohybu
T	[N]	třecí síla mezi čelistmi a polotovarem
t	[s]	čas pohybu
t_1	[s]	čas zrychleného pohybu
t_2	[s]	čas rovnoměrného pohybu
t_3	[s]	čas zpomaleného pohybu
U	[N]	síla sevření čelistí efektoru
v	[m/s]	obvodová/posuvová rychlost
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
Y		vertikální osa
Z		horizontální osa



1. Úvod

V současné době je v průmyslové výrobě kladen důraz na co možná největší produktivitu. Důvody jsou zřejmé. Ve velké míře se využívá CNC obráběcích strojů, jejichž pořizovací cena je vysoká, a proto se je firmy snaží využívat co nejefektivněji, ideálně téměř nepřetržitým provozem. Výsledkem je pak výrazně kratší návratnost finančních investic za daný stroj. Zároveň při větší produktivitě je firma schopna obsloužit více zákazníků, z čehož plynou větší zisky. Dalším důvodem je tlak ze strany zákazníka, který požaduje vyhotovení zakázky v nejkratším možném termínu.

Aby mohly být splněny tyto požadavky, je zapotřebí zkracovat především vedlejší, nevýrobní časy. Základem je bezobslužný provoz obráběcích strojů, kdy po seřízení a naprogramování stroj již prakticky nevyžaduje přítomnost obsluhy. Použitím systému automatizace výměny obrobků se docílí nejen výrazného snížení neproduktivních časů, ale také zvýšení opakované přesnosti upnutí a bezpečnosti provozu vyloučením lidského faktoru.

2. Cíl práce

2.1. Zadání

Cílem této bakalářské práce je navrhnout automatizované pracoviště se soustružnickým (multifunkčním) obráběcím centrem SP 430 (Obr. 1), společnosti Kovosvit MAS, a.s. Pracoviště bude zahrnovat zmíněný obráběcí stroj a navržené zařízení schopné manipulace s polotovary a obrobky.

Maximální čas na výměnu obrobku za nový polotovar je 20 s, nepočítaje otevření a zavření dveří obráběcího prostoru. V tomto čase jsou zahrnuty úseky po 3 s na upnutí polotovaru sklíčidlem, resp. jeho uvolnění. Výsledný čistý čas pro manipulaci v obráběcím prostoru stroje je tedy 14 s.

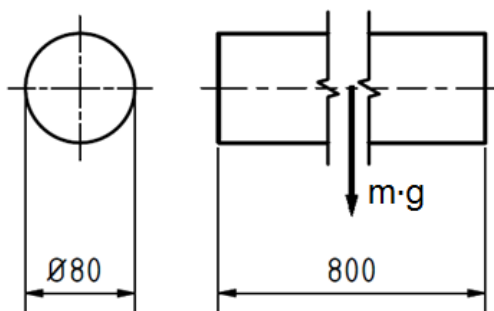


Obr. 1 - Soustružnické centrum SP 430 [1]

Parametry stroje [1]

Max. průměr soustružení	550 mm
Max. délka soustružení	1100 mm
Max. průchod tyče hlavního vřetena	80 mm
Max. hmotnost obrobku	1100 kg
Max. výkon na vřetenu	17 kW
Max. točivý moment na vřetenu	974 N·m
Rozměry stroje	5033 × 2180 × 2264 mm
Hmotnost stroje	8300 kg

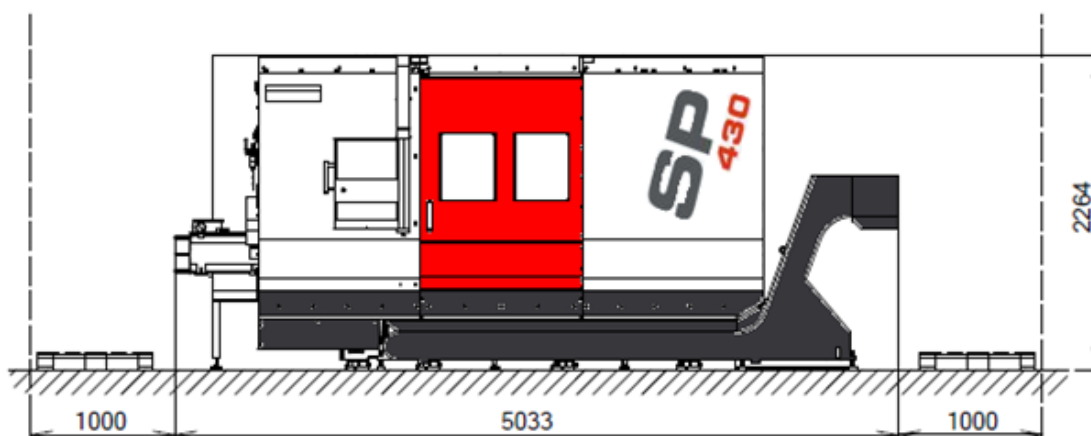
Polotovar je definován jako tyč kruhová, $\text{Ø}80$ mm, délka 800 mm, hmotnost 32 kg (*Obr. 2*). Jako obrobek odebíraný ze stroje se předpokládá tyč kruhová, $\text{Ø}70$ mm, délka 800 mm, konečná hmotnost 24,5 kg.



Obr. 2 - Rozměry polotovaru

2.2. Struktura pracoviště

Struktura pracoviště je patrná z *Obr. 3*. Protože zásobník polotovarů ani odbavovací zařízení hotových obrobků nejsou definovány, je operační prostor manipulátoru rozšířen z každé strany stroje o 1 m. Zde se předpokládá umístění vstupních a výstupních zařízení podle konkrétních požadavků zákazníka, např. dopravníky, podavače nebo paletové zásobníky. Shora není pracovní prostor nijak omezen.



Obr. 3 - Schéma pracoviště



3. Automatická výměna obrobků

3.1. Požadavky

Obecné požadavky na automatickou výměnu obrobků jsou především tyto [2]:

- minimální čas
- jednoduché a dostatečně přesné upnutí
- jednoduchá orientace obrobku – v zásobníku i v odkládacím prostoru
- obrobek dobře uchopitelný, přemístitelný a uskladnitelný

Důvody těchto požadavků jsou zřejmé – pořizovací cena obráběcích center je vysoká, a proto se snažíme se o jejich co nejefektivnější využití s minimalizací vedlejších, nevýrobních časů. Ideálem je téměř nepřetržitý provoz vyžadující pouze seřízení a naprogramování, který významně zkracuje návratnost finančních investic. Zároveň znamená úsporu pracovní pozice a zvýšení bezpečnosti provozu.

Jednoduché upnutí znamená opět časovou úsporu, přesnost je důležitá pro výslednou kvalitu výroby a funkčnost součástí.

Orientace a tvar obrobku určují provedení uchopovací hlavice manipulátoru a také náročnost programování.

3.2. Parametry manipulace

Při návrhu systému automatické výměny obrobků je zapotřebí charakterizovat následující parametry [3]:

1. Manipulační možnosti:
 - a) počet stupňů volnosti
 - b) druh dílčích pohybů
 - c) souřadnicový systém
 - d) dráhy přímočarých pohybů a úhly natočení
 - e) velikost pracovního prostoru (objem, plocha)
 - f) přesnost polohování výstupní hlavice
 - g) rychlost pohybů



2. Maximální zatížení výstupní hlavice:
 - a) velikost úchopné síly
 - b) hmotnost objektu
3. Druh pohonu:
 - a) hlavní pohyby
 - b) vyvození úchopné síly
4. Řídicí systém:
 - a) způsob řízení polohy výstupní hlavice (bodové, pravoúhlé, souvislé)
 - b) odměřovací systém
 - c) způsob řízení sledu úkonů pracovního cyklu
5. Hmotnost manipulátoru
6. Příkon při maximálním zatížení
7. Prostorové uspořádání, vnější rozměry
8. Cena

Definováním těchto parametrů získáme bližší představu o podobě manipulačního zařízení a organizaci pracoviště. O možnostech řešení pojednávají následující kapitoly.

3.3. Existující řešení

3.3.1. Soustruh s integrovaným manipulátorem

Manipulátor vestavěný přímo do obráběcího stroje je nejlevnější a nejefektivnější řešení. Nezvětšuje se zastavěná plocha a vše ovládá jeden řídicí systém. Takovéto stroje však nabízí pouze několik výrobců a jsou vhodné zpravidla pro jednoduché tvary obrobků vyráběné ve velkých sériích

OKUMA 2SP-250H

Jedná se o dvouvřetenový horizontální soustruh 2SP-250H (*Obr. 4*) s integrovaným manipulátorem a zásobníky na polotovary a hotové obrobky. Manipulátor zajišťuje práci s obrobky, jejich upnutí do sklíčidel a možnost otočení obrobku a obrobení i z druhé strany. Tento stroj může být vybaven až dvěma manipulátory, každé vřeteno je tak obsluhováno jedním manipulátorem a dochází ještě k výraznějšímu zkrácení

vedlejších časů. Stroj je velmi vhodný i pro velké série, kde je snaha co nejvíce zkracovat hlavní i vedlejší časy obrábění. Maximální rozměr obrobku je $\text{Ø}350 \times 200$ mm bez použití manipulátoru. Při použití manipulátoru a zásobníků je max. rozměr obrobku $\text{Ø}250 \times 80$ mm a pak zástavbové rozměry stroje činí $3990 \times 3000 \times 3100$ mm se zásobníky pro polotovary a hotové obrobky [4].



Obr. 4 - OKUMA 2SP-250H [5]

3.3.2. Univerzální manipulátory

Univerzální manipulátor je zařízení s pohybovými jednotkami, které má vlastní pohon a řízení pro automatickou manipulaci, probíhající podle stanoveného programu a časového průběhu v souladu s činností výrobních strojů a ostatních doplňkových zařízení. Manipulátory mají velké uplatnění v těch oblastech výroby, kde odstraňují namáhavou, nebezpečnou, a především monotónní práci. Používají se např. při odlévání, tvářecích operacích, při manipulaci s obrobky i nástroji u obráběcích strojů nebo při přemísťování součástí mezi stroji. Dále se uplatňují při nanášení barev a jiných povrchových úpravách, při montáži, dokončovacích operacích, svařování nebo při operacích kontroly a měření.



Horizontální překladač od firmy KBH CZ

Manipulační systém pro automatizaci výrobních procesů (*Obr. 5*). Použití dvou servomotorů s elektronickou synchronizací pro hlavní, podélnou osu pohybu umožňuje vysokou dynamiku při akceleraci a současně opakovaně velmi vysokou přesnost při polohování. Zařízení vyniká i rozsahem a flexibilitou svých programů, uzpůsobených speciálně pro daný typ obrobku, které lze volit na displeji prostřednictvím zadání parametrů zvoleného dílu. [6]

Specifikace [6]

Oblast použití:

- Manipulace s obrobky
- Nakládka a vykládka polotovarů do strojů
- Pro komplexní automatizované strojní jednotky
- Vhodné pro obrobky kumulované do stejných sloupců či řad na paletách

Obrobky:

- Obrobky do hmotnosti 30 kg
- V závislosti na typu upínání obrobku a jeho hmotnosti

Různé typy pohonů:

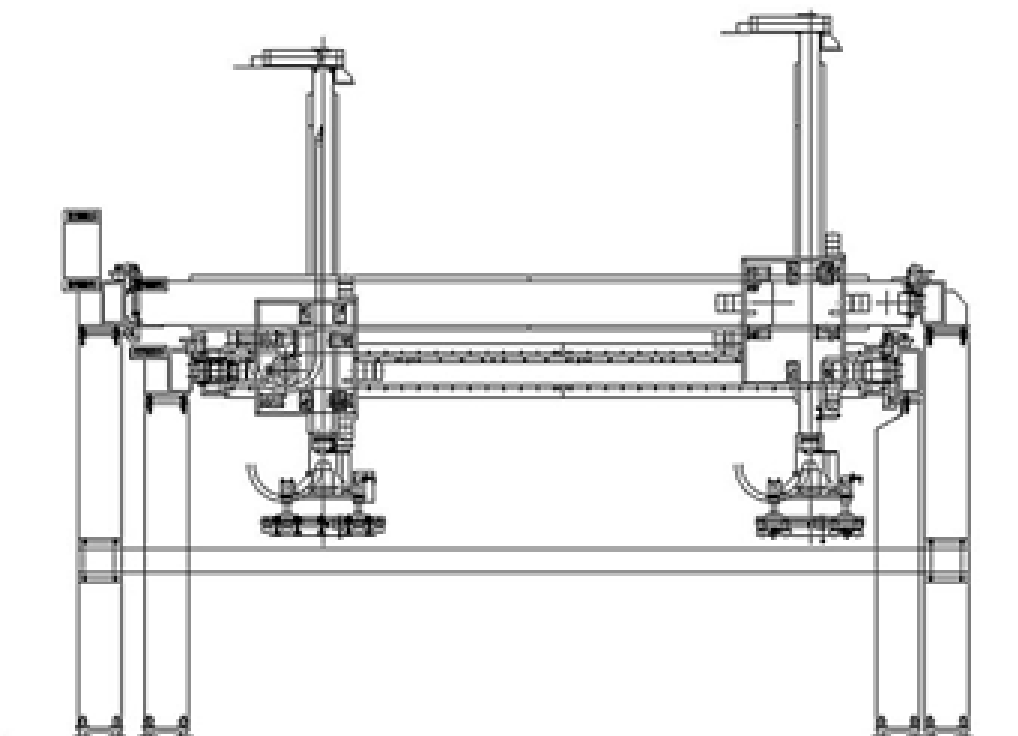
- Y-přemostění s elektronickým synchronním pohonem
- Servomotor s NC-řízením

Vlastnosti:

- Možnost realizovat vysoké hodnoty akcelerace
- Maximální pojezdová rychlost až 3 m/s
- Přesné polohování

Výhody:

- Vysoká dynamika
- Dokonalá opakovaná přesnost
- Velmi krátké taktovací časy
- Vysoká konstrukční odolnost



Obr. 5 - Horizontální překladač KBH CZ [6]

Uvedené řešení je již konečné, manipulátor se pouze instaluje k obráběcímu centru a naprogramuje. Existují však i částečná řešení, zahrnující pouze vlastní pohybové ústrojí, které lze začlenit do výrobní buňky podle potřeb a dispozic a nevzniká tak omezení pevnou strukturou kompletního manipulátoru. Na druhou stranu však tato varianta nevyžaduje pouhou montáž, ale i samotný návrh konstrukce a její výrobu.

Takovéto řešení nabízí např. firma FESTO s.r.o. (*Obr. 6*). Stačí na internetových stránkách zadat několik základních parametrů mechaniky a pohybu, a poté si stáhnout výsledný model pro konkrétní CAD software a rovnou jej například vložit do sestavy. Pro lepší představu o vytvářeném díle je součástí katalogu animace kompletního manipulátoru s mnoha detaily. Pohony jsou dodávány jako kompletní celky včetně spojek, kabelů, energetických řetězů a přípeňovacích systémů. Manipulátor lze objednat nejen jako celek, ale i jako jednotlivé katalogové díly [7]. Podobně nabízí firma REM Technik s.r.o. 2-3 osé systémy XY, XYZ, Gantry (portálové) systémy s podpůrnou osou a s možností 4. rotační osy (*Obr. 7*). Nosnost těchto manipulátorů je až 40 kg s přesností polohování 0,02 mm [8].



Obr. 6 - Přímočarý portál FESTO [7]



Obr. 7 - Systém manipulace REM Technik [8]

3.3.3. Průmyslové roboty

Tento způsob manipulace se využívá u aplikací, kde je zapotřebí složitějších pohybů, např. při různém převracení obrobků. Výhodami tohoto řešení jsou možnost obsluhy více zařízení najednou a možnost výměny jak obrobků, tak i nástrojů. Nevýhodou je pak vysoká pořizovací cena, velká zastavěná půdorysná plocha a omezený dosah v důsledku klesající tuhosti konstrukce s rostoucí délkou ramene (*Obr. 8*)

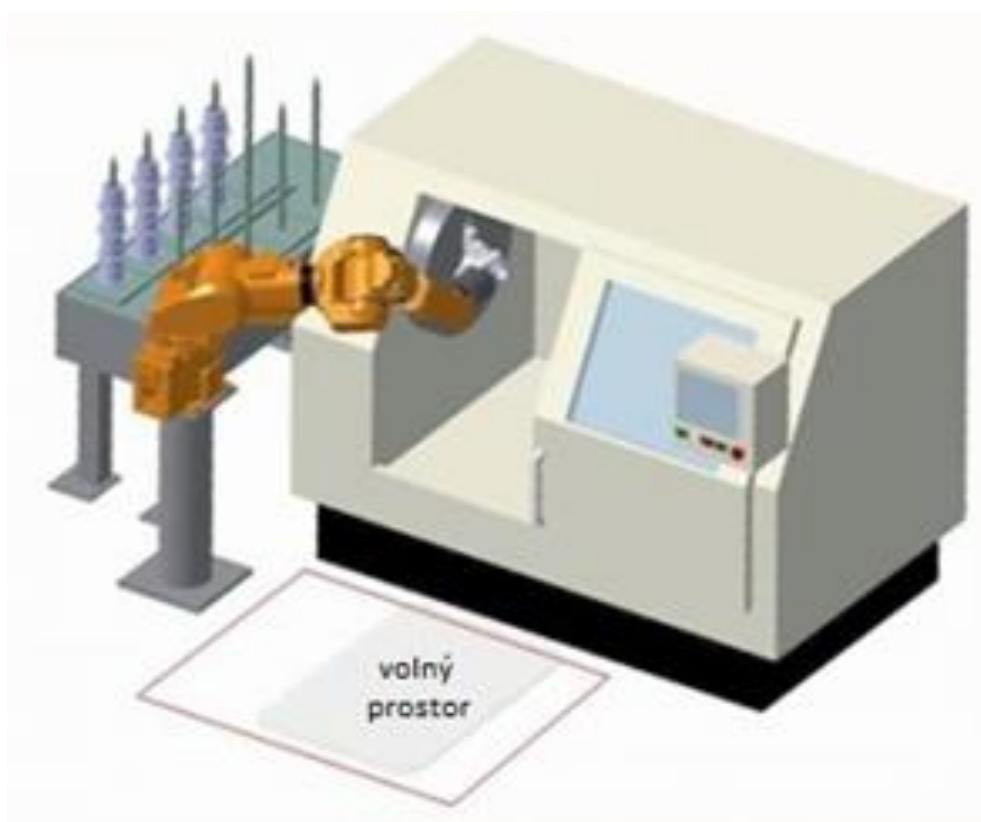


Obr. 8 - Pracoviště s univerzálním robotem obsluhujícím dvě obráběcí centra [9]

Efektory robotu mohou být [10]:

- úchopné (pouze pro uchycení a manipulaci)
- technologické (pro vykonávání pracovní operace např. svařování, vrtání apod.)
- kombinované

Nejčastěji jsou používány 6osé průmyslové roboty, jejichž výrobci jsou např. Fanuc, ABB, Kuka, Yaskawa atd. Tyto roboty však musí být umístěny tak, že nevhodně blokují přístup ke stroji (*Obr. 8*), a tím brání ručnímu zakládání polotovarů. K odstranění tohoto nedostatku vyvinula japonská firma Mazak 7osého robota Nachi MR20 (*Obr. 9*), který vyniká dostupností ramene do míst, kam by se klasický 6osý robot nedostal. Díky tomu jej lze umístit mimo hlavní nakládací prostor, čímž je zachována možnost případného použití obráběcího centra pro kusovou výrobu, kdy je seřizování robota časově náročné a nevýhodné.



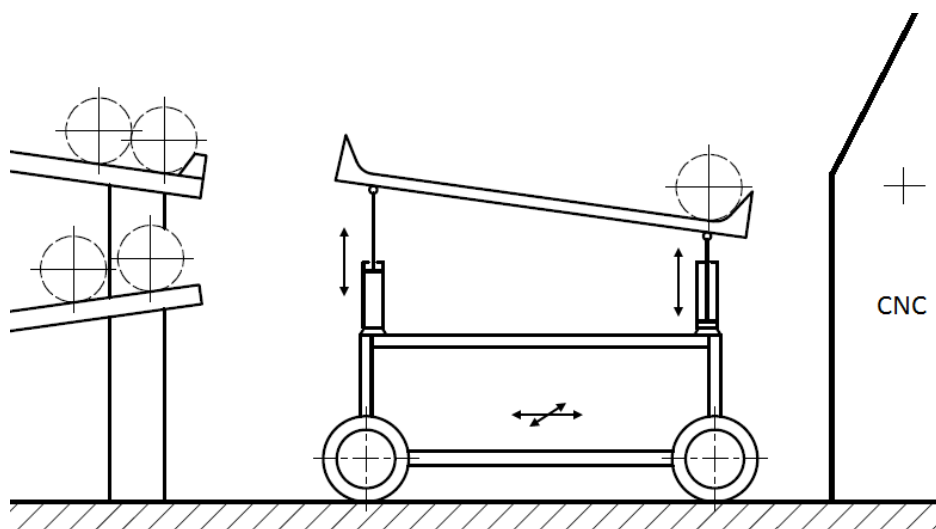
Obr. 9 - Schéma pracoviště s robotem Nachi MR20 [11]

4. Koncepční návrhy

Pro splnění zadané úlohy byly společnosti Kovosvit MAS předloženy tři koncepční návrhy. V následujících podkapitolách jsou uvedeny popisy jejich konstrukcí se shrnutím hlavních užitečných vlastností. Následně je zdůvodněn výběr nejvhodnější varianty.

4.1. Manipulační vozík

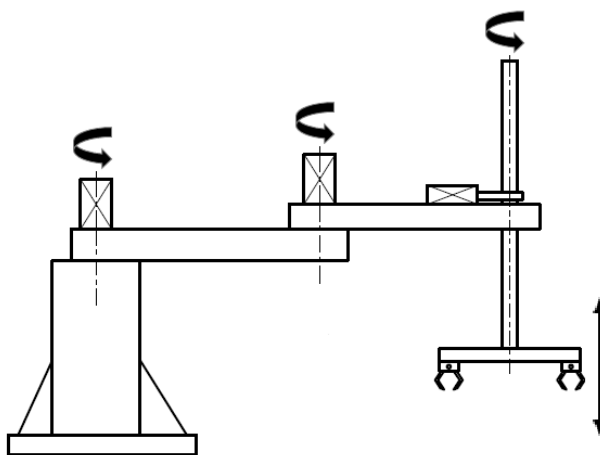
První varianta je manipulační vozík s plošinou (*Obr. 10*), která je umístěna na dvou párech výsuvných válců, může tedy vysouvat nebo měnit úhel naklonění. K přemístění polotovaru se plošina sklopí dle *Obr. 10* doprava, po odjištění zarážky na zásobníku se polotovaz vlivem gravitace odvalí do krajní polohy, výškově shodné s osou vřetena, poté celý vozík přijede ke stroji a tím umístí polotovaz přímo do osy obrábění. Zde je nutné vykonat krátký pohyb v ose Z pro zasunutí do upínače. Odepnutí probíhá obdobně, po vyjmutí se plošina sklopí doleva a obrobek se umístí na odbavovací dopravník. Výhodami jsou menší rozměry zařízení a relativně jednoduché pohyby. Pohony lze uvažovat elektrické nebo pneumatické. Nevýhodami jsou potřeba lineárního vedení umístěného na zemi mezi zásobníkem a strojem, pro výměnu je nutné dvakrát najet do obráběcího prostoru a dále pak složitost konstrukce, která musí zajišťovat dostatečnou přesnost všech pohybů.



Obr. 10 - Schéma manipulačního vozíku

4.2. Manipulátor SCARA

Druhou variantou je manipulační rameno typu SCARA skládající se ze stojanu, dvojice rotačních ramen a výsuvu otočné hlavice s dvojicí uchopovacích chapadel, zvlášť po polotovaru a obrobek (*Obr. 11*). Hlavní výhodou je kompaktnost konstrukce. Manipulátor zaujímá podstatně menší prostor a lze jej umístit na zem před stroj, zavěsit na strop nebo by případně mohl být i součástí stroje. Otočná hlavice pak umožní provést výměnu při jednom najetí do obráběcího prostoru stroje. Manipulační prostor je zde tvořen prostorovým útvarem, proto je i větší variabilita v umístění zásobníku polotovarů a odbavovacího zařízení na obrobky. Při vhodném řešení těchto logistických zařízení, zejména umístění do výšky osy vřetena, by výsuv manipulační hlavice nebyl zapotřebí. Za nevýhody lze považovat malou tuhost, která společně s výrobními nepřesnostmi a relativně velkou hmotností břemene znamená zhoršenou přesnost polohování. Složitost pohybů pak v kombinaci s nutností nepřímého odměřování klade velké nároky na řídicí systém.

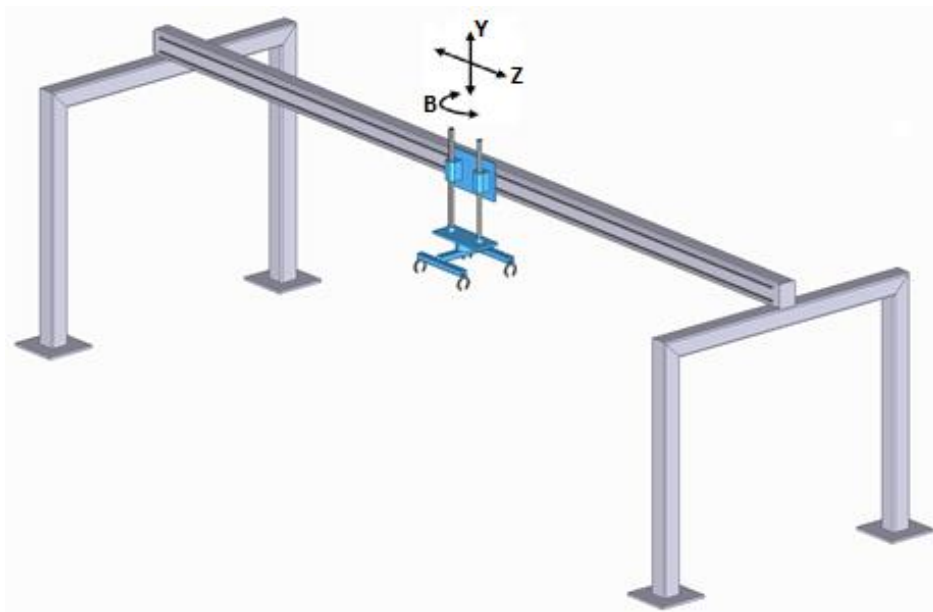


Obr. 11 - Schéma manipulátoru typu SCARA

4.3. Portálový manipulátor

Svařovaná konstrukce portálového manipulátoru, umístěná přes obráběcí centrum, rovnoběžně s osou vřetena (*Obr. 12*). Zakládání do stroje probíhá shora, roviny manipulačního prostoru vymezují osy Y a Z, ve kterých se pohybuje otočná hlavice – osa B (stejná, jako u předchozí varianty). Tato jednoduchá a odolná konstrukce umožňuje vysokou dynamiku manipulace s přesností odpovídající požadavkům na upnutí polotovaru, neblokuje obsluhu přístup do stroje v případě ruční výměny nebo seřizování

a vyžaduje pouze minimální údržbu. Další výhodou je jednoduchý systém pohybů, kdy hlavní manipulace probíhá v posuvných osách a rotace slouží pouze pro změnu orientace břemene. Při použití elektromotorů a vhodného systému odměřování pak budou minimální i nároky na řídicí systém. Za nevýhody lze považovat samotné rozměry konstrukce, která zaujímá značný prostor a nebezpečí velkého průhybu hlavního nosníku při uvažované délce okolo 8 m.



Obr. 12 - Konceptní návrh portálového manipulátoru

4.4. Výběr varianty

Z vlastností navržených řešení je patrné, že požadavkům na automatickou výměnu obrobků v obráběcím centru nejvíce vyhovuje systém s portálovým manipulátorem. Robustnost konstrukce a jednoduchost manipulačních pohybů zajišťující žádanou přesnost, nízké nároky na řídicí systém a údržbu, to jsou výhody, které jasně převyšují ostatní varianty. Další důležitou výhodou je i univerzálnost v případě adaptace na jiný tvar polotovaru a obrobku. Obráběcí postup uvažovaný v této práci je víceméně ukázkový, v praxi se vyskytují komplexnější případy, na které lze tento manipulátor jednoduše uzpůsobit výměnou hlavice nebo koncových efektorů. Jistým vodítkem při výběru může být i skutečnost, že portálový manipulátor pro výměnu obrobků používá mnoho výrobců. Jak bylo ukázáno v kapitole 3.3.1, lze je integrovat do obráběcího stroje, což také svědčí o účelnosti tohoto řešení.

5. Vlastní řešení

V následujících podkapitolách bude detailněji rozebráno konstrukční řešení zvolené varianty.

5.1. Návrh kinematiky

Portálový manipulátor sestává, jak již bylo řečeno v koncepčním návrhu, ze dvou lineárních os – pojezdové horizontální osy Z a vertikální osy Y, která slouží pro zajíždění shora do obráběcího prostoru stroje. Na konce této osy je platforma nesoucí manipulační hlavici, včetně pohonu její rotace – osy B. Rozsahy jednotlivých pohybů vyházejí z rozměrů soustružnického centra, tj. vzdálenosti osy vřetena od horního krytu a jeho délky zvětšené o prostor pro vstupní a výstupní zásobníky (*Obr. 3*, kapitola 2.2). Návrhové hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 1*. Záměrně jsou voleny větší, než je nezbytně nutné. Vzniklé rozměrové rezervy se v konečné podobě mohou zmenšit a výsledný čas manipulace se zkrátí.

Pohybová osa	Rozsah pohybu
Horizontální osa Z	≈ 7300 mm
Vertikální osa Y	≈ 1250 mm
Osa rotace B	$\pm 180^\circ$

Tab. 1- Návrh rozsahů pohybů manipulátoru

Vykonávané pohyby



Obr. 13 - Kinematické schéma



Na *Obr. 13* je znázorněna počáteční poloha manipulátoru, s uchopeným polotovarem v čelistích. Pracovní cyklus je zaznamenán v *Tab. 2*, zvýrazněné pohyby jsou klíčové pro samotnou výměnu obrobku za polotovaru. Tyto pohyby se musí vykonat během stanovených 20 s, proto je u nich uvedeno časové rozvržení.

Pořadí	Druh pohybu	Čas [s]
1.	Vysunutí osy Y vzhůru do krajní polohy	-
2.	Přejezd osy Z nad obráběcí prostor (červeně)	-
3.	Otevření dveří SP 430, zasunutí osy Y do obráběcího prostoru – osy obrobku a vřetena totožné	2,5
4.	Krátký pohyb osy Z vlevo – centrování chapadel k obrobku	0,45
5.	Sevření čelistí chapadel	0,85
6.	Uvolnění obrobku sklíčidlem (zadáno)	3
7.	Krátký pohyb osy Z vpravo – vysunutí obrobku ze sklíčidla	0,45
8.	Rotace hlavice o 180°	5,5
9.	Krátký pohyb osy Z vlevo – zasunutí polotovaru do sklíčidla	0,45
10.	Upnutí polotovaru sklíčidlem (zadáno)	3
11.	Uvolnění čelistí chapadel	0,85
12.	Krátký pohyb osy Z vpravo	0,45
13.	Vysunutí osy Y z obráběcího prostoru, zavření dveří SP 430	2,5
14.	Přejezd osy Z vpravo nad výstupní zařízení	-
15.	Vysunutí osy Y dolů, odložení obrobku, vysunutí vzhůru, přejezd osy Z nad vstupní zařízení	-
16.	Vysunutí osy Y dolů, uchopení nového polotovaru, opakování cyklu	-
Celkový čas výměny		20

Tab. 2 - Pracovní cyklus s časovým rozvržením výměny

Nepředpokládá se kombinace více pohybů najednou, vždy pouze v jedné ose. Pohyb v jiné ose bude následovat až po zastavení předchozího pohybu. Na základě experimentů s výpočty zrychlujících sil byla stanovena hodnota optimálního zrychlení/zpomalení translačních pohybů $a = 2 \text{ m/s}^2$, která v kombinaci s hmotností pohybujících se částí určuje síly působící na konstrukci.

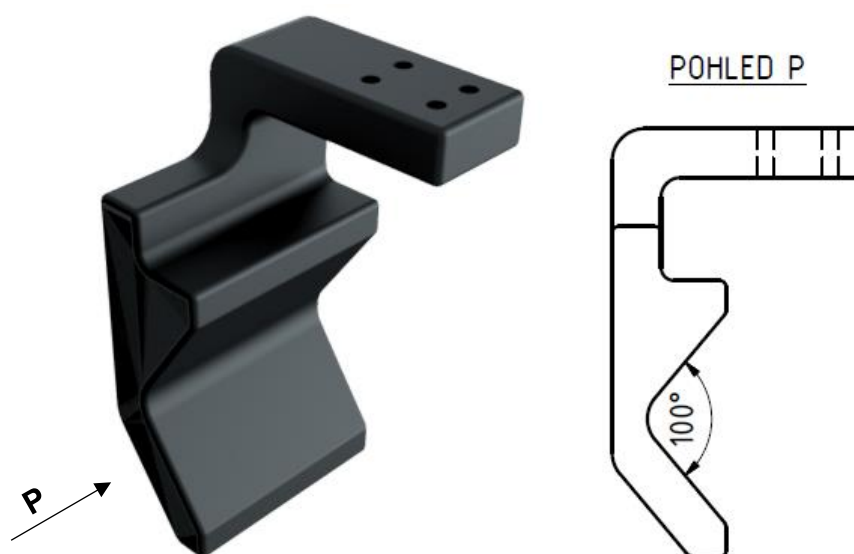


K řízení všech pohyblivých částí je využito elektrické energie, která je snadno dostupná. Vedení zdroje k motoru, řízení polohy a spojení s řídicími prvky je jednoduché, nenáročná je i údržba a čistota provozu. Použitím frekvenčních měničů lze relativně snadno a plynule řídit rychlost otáčení motorů, čímž se i efektivně sníží spotřeba elektrické energie. O řízení pohybů manipulátoru se stará vlastní program, který je závislý na pokynech řídicího systému obráběcího centra. Pro všechny osy se využívá systému nepřímého odměřování polohy pomocí inkrementálních snímačů otáček v každém motoru. Krajní polohy lineárních os jsou z důvodu bezpečnosti doplněny koncovými spínači. Při ztrátě informace o poloze (např. při výpadku elektrické energie) pošlou tyto spínače informaci řídicímu systému o přiblížení ke koncové poloze a pohyb se zastaví.

Pneumatické pohony by zde byly nevhodné pro neschopnost plynulého řízení polohy, pouze uchopovací čelisti by mohly být řešeny pneumaticky. Pokud však lze k pohonu všech prvků využít stejný zdroj energie, bylo by to zcela zbytečné. Obdobné je to s hydraulickými pohony, u kterých lze sice řídit polohu, avšak rychlost pohybu by byla vzhledem k zadanému času výměny nedostatečná a nejsou zde potřeba takové výkony, které by běžně dostupné elektromotory nezvládly.

5.2. Volba efektoru

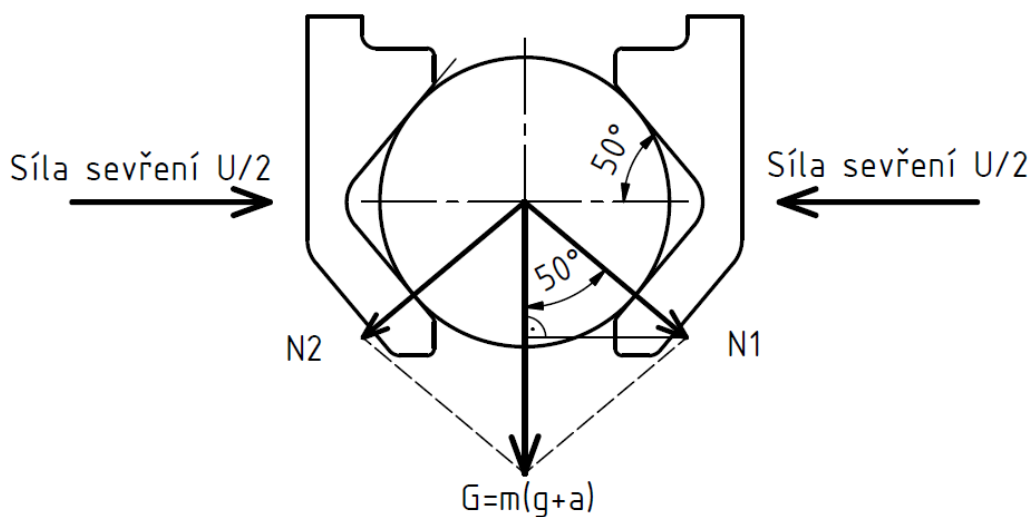
Prvním krokem při volbě efektoru je určení tvaru samotného uchopovacího prstu, který má zásadní vliv na zachycení všech sil vznikajících při pohybu manipulovaného objektu. Pro zadanou kruhovou tyč byla navržena dvojice prizmatických prstů (*Obr. 14*), s úhlem rozevření 100° .



Obr. 14 - Prizmatický uchopovací prst

Dalším krokem je stanovení potřebné síly sevření, dle které se vybere vhodný efektor. Protože se nepředpokládá současný pohyb ve více osách, je výpočet proveden pro tři nejnepříznivější situace, které mohou nastat. Maximální síla z těchto případů je pak rozhodující pro konečnou volbu efektoru. Výpočet je proveden s hmotností polotovaru s tím, že pro obrobek budou použity stejné efektoary.

Pohyb ve svislém směru vzhůru



Obr. 15 - Rozklad sil při svislém pohybu vzhůru

Reakční síla na 1 prst při předpokladu odlehčení na horních plochách (dle Obr. 15)

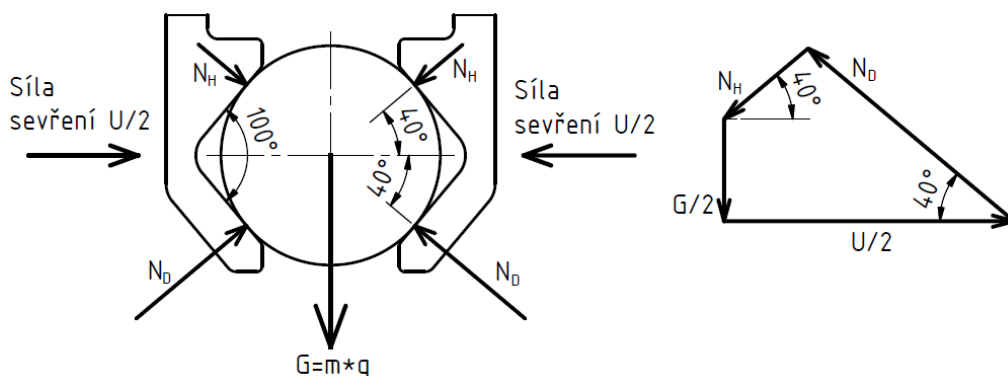
$$N_1 = \frac{m \cdot (g + a)}{2} \cdot \frac{1}{\cos(50^\circ)} = \frac{32 \cdot (9,81 + 2)}{2} \cdot \frac{1}{\cos(50^\circ)} = 294 \text{ N}, \quad (5.2.1)$$

kde m je hmotnost polotovaru, a je zrychlení pohybu.

Uchopovací síla efektoru U s koeficientem bezpečnosti sevření $k = 1,75$

$$U = 2 \cdot N \cdot \sin(50^\circ) \cdot k = 2 \cdot 294 \cdot \sin(50^\circ) \cdot 1,75 = \mathbf{788,2 \text{ N}} \quad (5.2.2)$$

Pohyb ve vodorovném směru, rovnoběžně s osou polotovaru (osa Z)



Obr. 16 - Rozklad sil při vodorovném pohybu v ose polotovaru

Tento případ lze připodobnit situaci, kdy je polotovar pevně uchycen, nepohybuje se a v jeho ose působí síla F_a , snažící se jej vytáhnout z uchopovacích čelistí. Pokud je tato síla menší než třecí síla vzniklá sevřením čelistí, pak je uchopení bezpečné. K výpočtu normálových sil v místě doteku je použito grafické znázornění sil na Obr. 16 a přibližnou uchopovací sílu $U = 800 \text{ N}$ z předešlého výpočtu (5.2.2).

$$N_H \cos 40 + N_D \cos 40 = \frac{U}{2} \quad (5.2.3)$$

$$N_D \sin 40 = N_H \sin 40 + \frac{m \cdot g}{2} \Rightarrow N_D = N_H + \frac{m \cdot g}{2 \cdot \sin 40} \quad (5.2.4)$$



Dosazením (5.2.4) do (5.2.3) a postupnou úpravou se získá vztah pro určení normály N_H .

$$\begin{aligned} N_H \cos 40 + N_H \cos 40 + \frac{m \cdot g \cdot \cos 40}{2 \cdot \sin 40} &= \frac{U}{2} \\ 2N_H \cos 40 &= \frac{U}{2} - \frac{m \cdot g \cdot \cos 40}{2 \cdot \sin 40} \\ N_H &= \frac{U}{4 \cdot \cos 40} - \frac{m \cdot g}{4 \cdot \sin 40} = \frac{800}{2 \cdot \cos 40} - \frac{32 \cdot 9,81}{4 \cdot \sin 40} = 181,4 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.2.5)$$

Dosazením výsledku do vztahu (5.2.4) se získá hodnota normály N_D .

$$N_D = N_H + \frac{m \cdot g}{2 \cdot \sin 40} = 181,4 + \frac{32 \cdot 9,81}{2 \cdot \sin 40} = 425,6 \text{ N} \quad (5.2.6)$$

Vzniklá třecí síla v uchopení

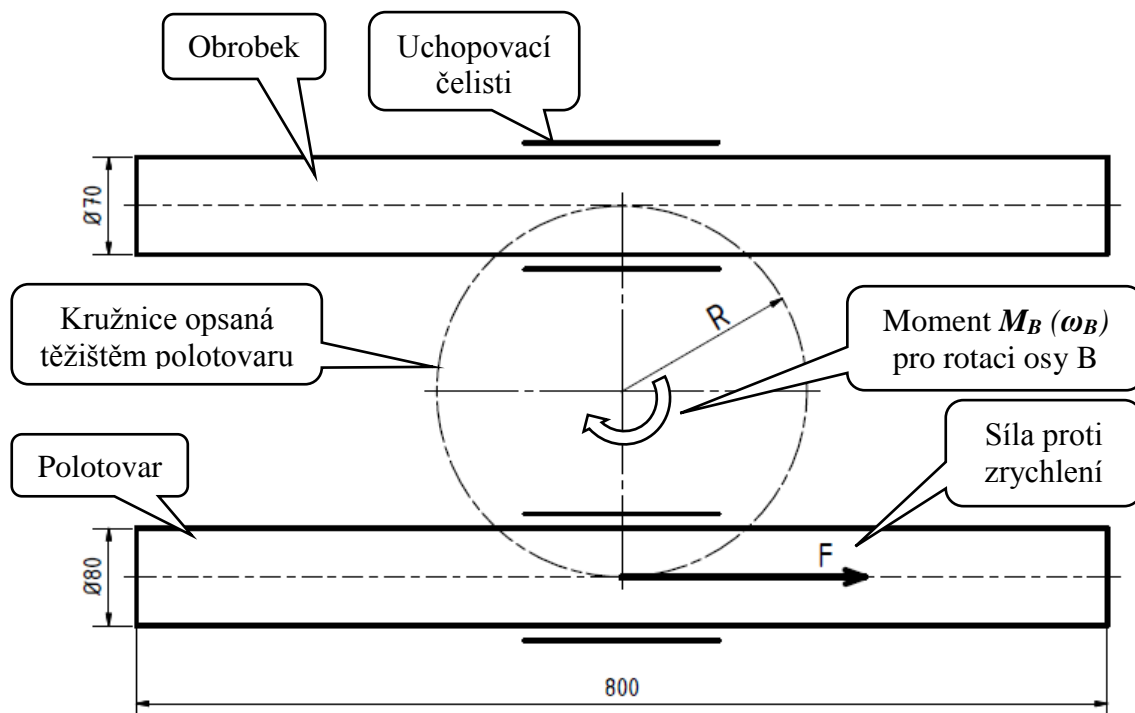
$$T = 2f(N_D + N_H) = 2 \cdot 0,2 \cdot (425,6 + 181,4) = 243 \text{ N}, \quad (5.2.7)$$

kde f je součinitel tření mezi povrchem polotovaru a uchopovacím prstem

Zrychlující síla F_a působící v ose polotovaru

$$F_a = m \cdot a = 32 \cdot 2 = 64 \text{ N} < T \quad (5.2.8)$$

Zrychlující síla je přibližně 4x menší než třecí síly mezi polotovarem a prstem. Pro tento případ je tedy síla sevření $U = 800 \text{ N}$ dostačující.

Rotace hlavice

Obr. 17 - Schéma rotace hlavice

Dle tab. 2 je na rotaci hlavice o 180° vyhraněn čas $t = 5,5$ s, doba rozjezdu a zastavení $t_a = 0,2$ s byla stanovena s ohledem na bezpečnost sevření při nouzovém zastavení stroje. Z těchto hodnot vyplyne úhlová rychlost rovnoměrného otáčivého pohybu ω_B .

$$\omega_B = \frac{\pi}{t - 2 \cdot t_a} = \frac{\pi}{5,5 - 2 \cdot 0,2} = 0,616 \text{ rad/s} \quad (5.2.9)$$

Výpočet obvodové rychlosti na těžištěm opsané kružnici o poloměru R .

$$v = \omega_B \cdot R = 0,616 \cdot \frac{152,5}{1000} = 0,094 \text{ m/s} \quad (5.2.10)$$

Výpočty zrychlení.

$$\text{Tečné} \quad a_t = \frac{v}{t_a} = \frac{0,094}{0,2} = 0,47 \text{ m/s}^2 \quad (5.2.11)$$

$$\text{Úhlové} \quad \varepsilon = \frac{\omega_B}{t_a} = \frac{0,616}{0,2} = 3,08 \text{ rad/s}^2 \quad (5.2.12)$$

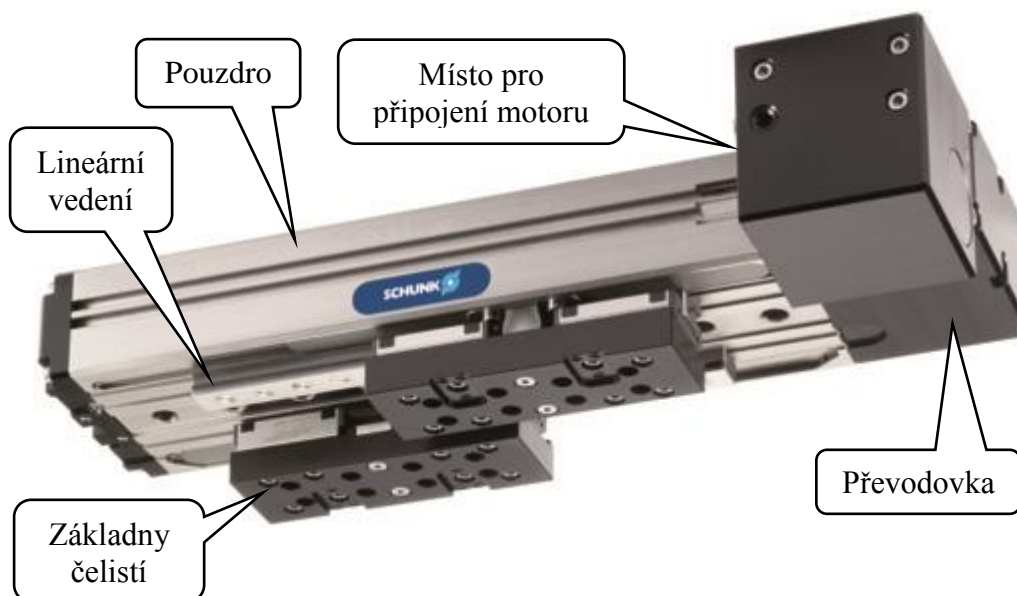
Moment potřebný pro rozpořhybování hlavice je určen vztahem (5.2.13), kde J_B je moment setrvačnosti k ose rotace B, jehož velikost byla experimentálně zjištěna pomocí software Inventor.

$$M_B = J_B \cdot \varepsilon = 6 \cdot 3,08 = 18,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.2.13)$$

Síla F působící proti zrychlení pohybu dle *Obr. 17*.

$$F = \frac{M_B}{R} = \frac{18,48 \cdot 1000}{152,5} = 121,2 \text{ N} \quad (5.2.14)$$

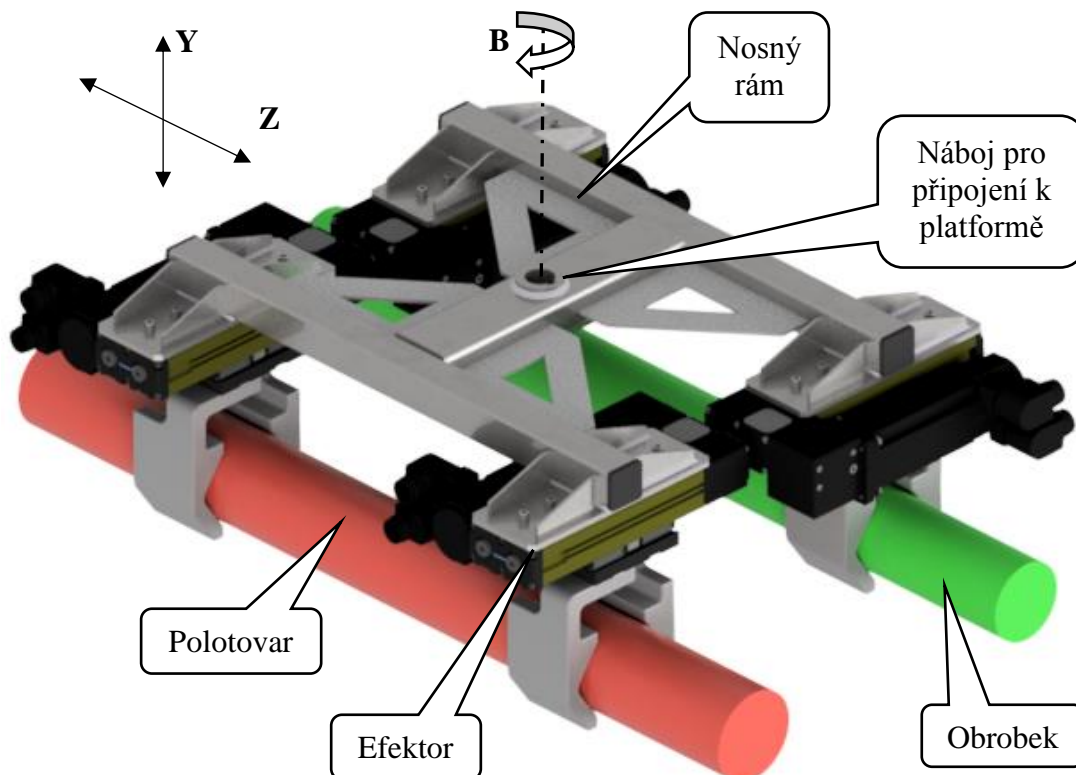
Tato síla je přibližně poloviční než třecí síla v uchopení daná vztahem (5.2.7), a proto je tedy možné uchopovací sílu 800 N považovat za dostatečnou pro všechny případy pohybu. Paralelní efektory však běžně dosahují menších uchopovacích sil, proto je řešením použití dvou efektorů na jeden manipulovaný objekt. Zvýší se tím stabilita uchopení a potřebná síla sevření se sníží na 400 N. Tomuto požadavku nejvíce vyhovuje elektrický paralelní efektor **EGA-W 25-045-P-N-B** [12] značky Schunk (*Obr. 18*), se silou sevření 500 N, zdvihem 45 mm na prst a časem sevření/uvolnění 0,6 s, což je méně, než byl původní odhad. Správnost této volby byla i potvrzena technickým poradcem v brněnské pobočce společnosti Schunk.



Obr. 18 - Efektor Schunk EGA-W 25-045-P-N-B

5.3. Návrh manipulační hlavice

Manipulační hlavice (*Obr. 19*) je navržena tak, aby její zástavbové rozměry byly co nejmenší. Jedná se tedy o svařenec čtvercových profilů 35x1,5-500 (ČSN 42 6935), obdélníkového profilu 60x40x4-340 (ČSN 42 5720) s nábojem pro připojení k nosné platformě a plechů tloušťky 5 mm, ke kterým jsou přišroubovány efekторы. Vzniklý rám tvaru písmene H je pak vyztužen výpalky z plechu tloušťky 3 mm.



Obr. 19 - Manipulační hlavice

Výpočet pohonu rotace

Z návrhu efektoru známe úhlovou rychlost otáčení hlavice, která se vztahem (5.3.1) přepočítá na otáčky za minutu.

$$n_B = \frac{\omega_B \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{0,616 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 5,882 \text{ ot/min} \quad (5.3.1)$$

Moment pro roztočené hlavice M_B je znám již z návrhu efektoru (vztah 5.2.11). Vynásobením bezpečnostním koeficientem $k = 1,5$ se získá moment M_v pro další výpočty.

$$M_v = M_B \cdot k = 18,5 \cdot 1,5 = 27,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.3.2)$$

Z momentu M_v a úhlové rychlosti ω_B se stanoví výkon na hlavici.

$$P_{hlavice} = M_v \cdot \omega_B = 27,7 \cdot 0,616 = 17 \text{ W} \quad (5.3.3)$$

V této výkonnostní třídě dosahují motory výstupního momentu v řádu desetin N·m a bylo by nutné použít převodovku s velkým převodovým poměrem. Proto byl raději zvolen krokový motor **Ezi-SERVO-PR-86L** [13] s jmenovitým výkonem 2670 W



a výstupním momentem 8,5 N·m v kombinaci s převodem ozubeným řemenem. Tento způsob řešení má navíc tu výhodu, že při mírném vyosení polotovaru z osy vřetena umožní řemen svou pružností vyrovnání této nepřesnosti. Pokud by k tomuto případu došlo v případě použití převodovky s velkou torzní tuhostí, mohlo by dojít k jejímu nevratnému poškození vlivem upínací síly sklíčidla.

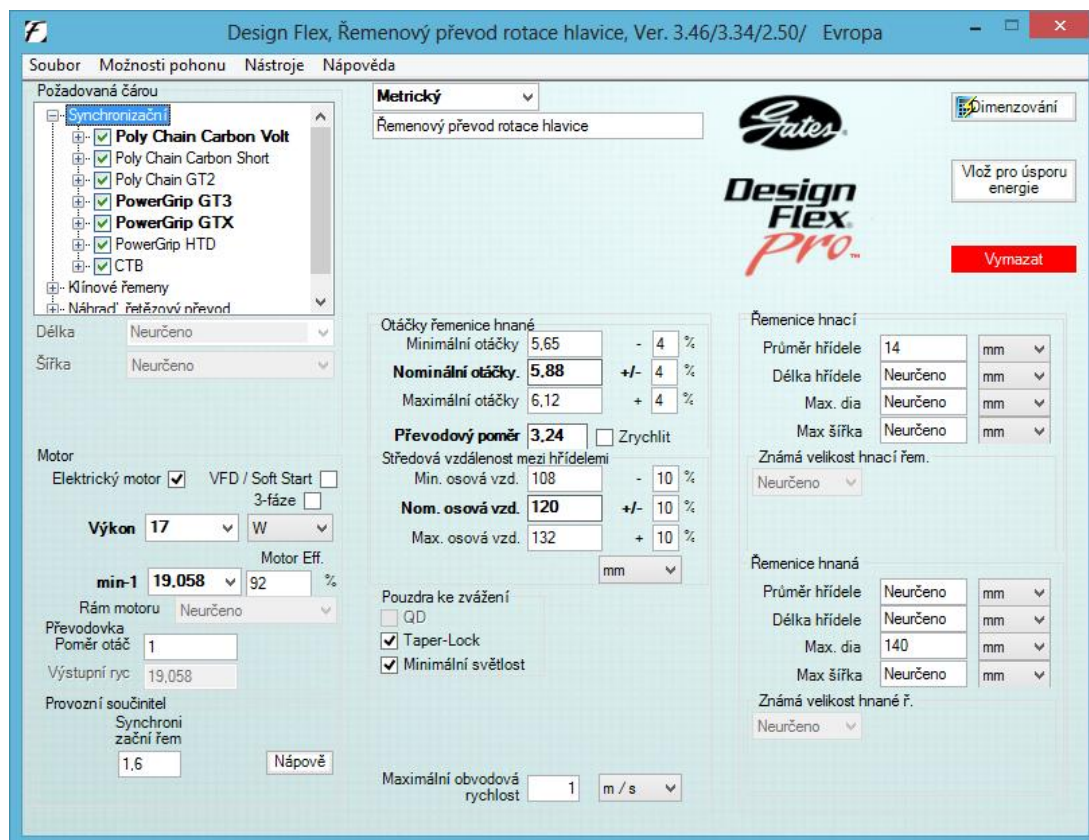
Stanovení převodového poměru

$$i_{teoret} = \frac{M_v}{M_{motoru}} = \frac{27,7}{8,5} = 3,26 \quad (5.3.4)$$

Otáčky motoru se upraví frekvenčním měničem na hodnotu danou vztahem (5.3.5).

$$n_{motoru} = n_B \cdot i_{teoret} = 5,882 \cdot 3,24 = 19,058 \text{ ot/min} \quad (5.3.5)$$

Převod ozubeným řemenem byl spočítán v software Design Flex Pro od výrobce Gates, ve kterém byl vyplněn formulář návrhových hodnot (*Obr. 20*). Vstupními parametry jsou hodnoty získané předchozími rovnicemi – výkon (5.3.3), vstupní (5.3.5) a nominální otáčky (5.3.1). Dále pak nominální osová vzdálenost, určená dle konstrukčních dispozic na 3D modelu sestavy a průměr hřídele hnací řemenice, tj. průměr hřídele krokového motoru.

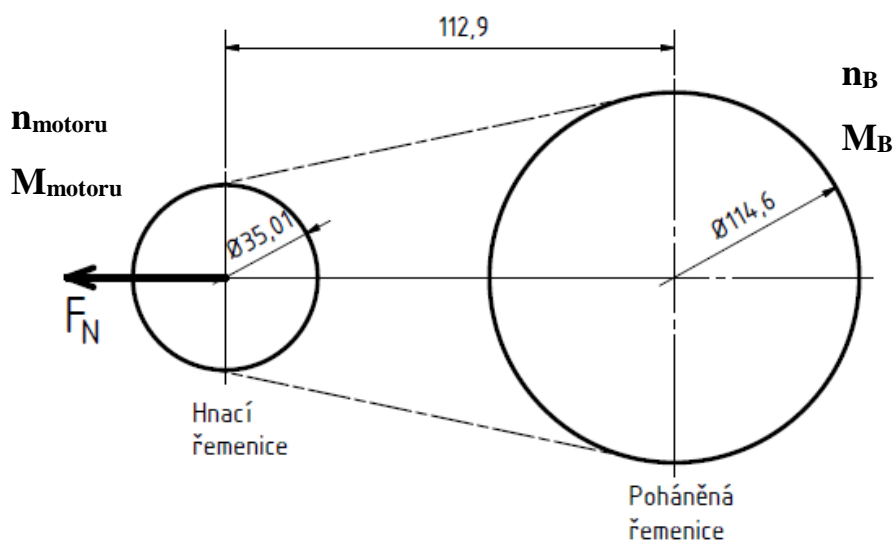


Obr. 20 - Vstupní parametry pro výpočet převodu ozubeným řemenem – software Design Flex Pro

Dle zadaných parametrů navrhl software řemenový převod, jehož detaily jsou k nahlédnutí v Příloze 1. Zde jsou uvedeny nejdůležitější hodnoty:

Řemen	475-5MGT3-15, typ PowerGrip GT3
Hnací řemenice	22-5MR-15, šířka 30 mm, roztečný průměr 35,01 mm
Hnaná řemenice	72-5MR-15, šířka 30 mm, roztečný průměr 114,6 mm
Osová vzdálenost	112,9 mm
Síla na hřídel F_N	610 N
Výstupní otáčky	5,8 ot/min

Schéma řemenového převodu je viditelné na Obr. 21.



Obr. 21 - Schéma řemenového převodu

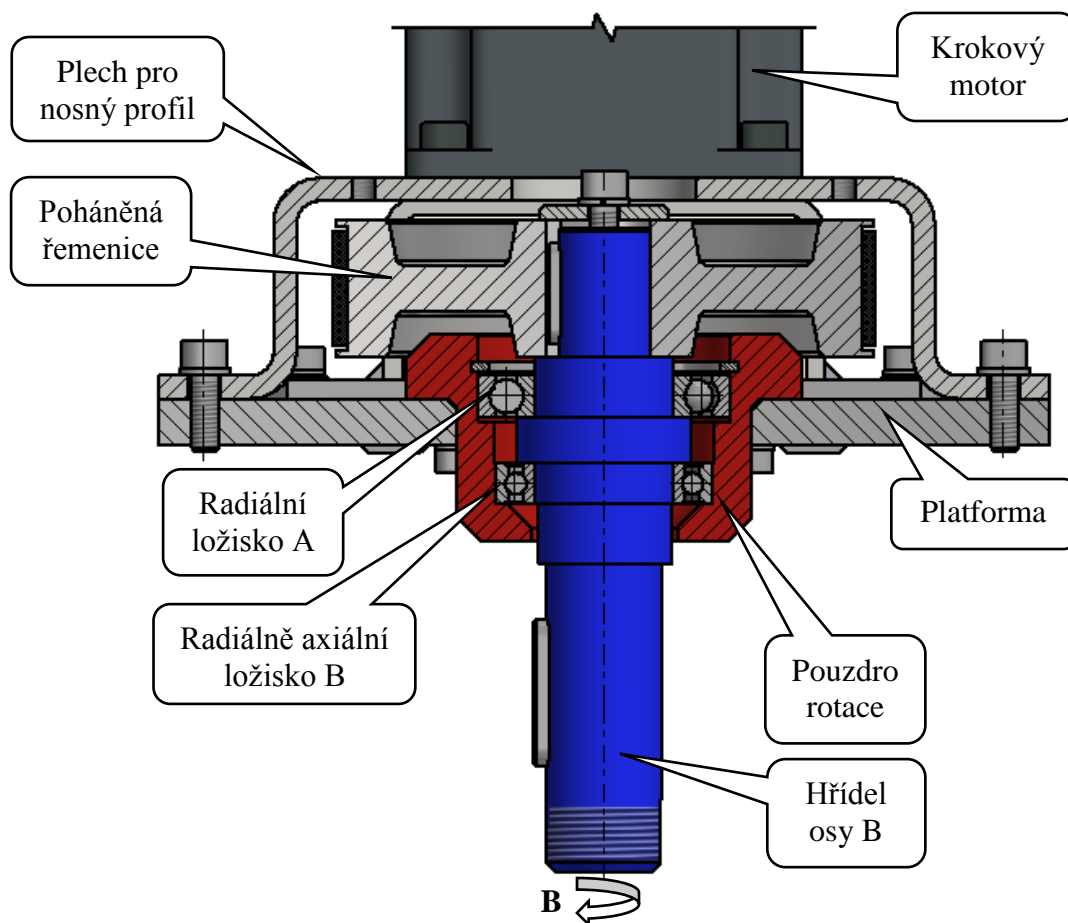
Pohon osy B s převodem je umístěn na platformě vertikální osy, proto o něm bude dále psáno v následující kapitole.

Hlavice je konstruovaná tak, aby ji bylo možné jednoduše vyměnit, pokud by se změnil tvar obrobku nebo polotovaru. Spojení je realizováno lícovaným uložením $\text{Ø}25\text{H}7/\text{h}6$, axiálně zajištěným maticí KM5 a podložkou MB5. Převod krouticího momentu je proveden pomocí těsného pera 8e7x7x32 ČSN 02 2562.

5.4. Vertikální osa Y

Vertikální osa Y sestává ze dvou hlavních částí – platformy a výsuvného ramena.

Platforma je tvořena deskou tloušťky 10 mm, k níž jsou přišroubovány funkční prvky (Obr. 22). Rotace hlavice je řešena pomocí svislého hřídele, uloženého přes radiálně axiální a radiální (axiálně uvolněné) ložisko v přírubovém pouzdru rotace. Toto pouzdro je vloženo do desky a zajištěno šesticí šroubů M5x18. Na horním konci hřídele je nasazena poháněná řemenice, axiálně zajištěná pomocí desky a šroubu. Pro přenos momentu je zde použito těsné pero 6e7x6x22 ČSN 02 2562. Na dolní konec hřídele opatřený jemným závitem M25x1,5 se pak nasadí rotační hlavice. Poháněné ústrojí osy B je překlenuto ohnutým plechem tloušťky 5 mm, který slouží k připojení výsuvného ramena osy Y a také k zakrytí řemenového převodu.



Obr. 22 – Řez platformou – uložení hřídele rotační osy B

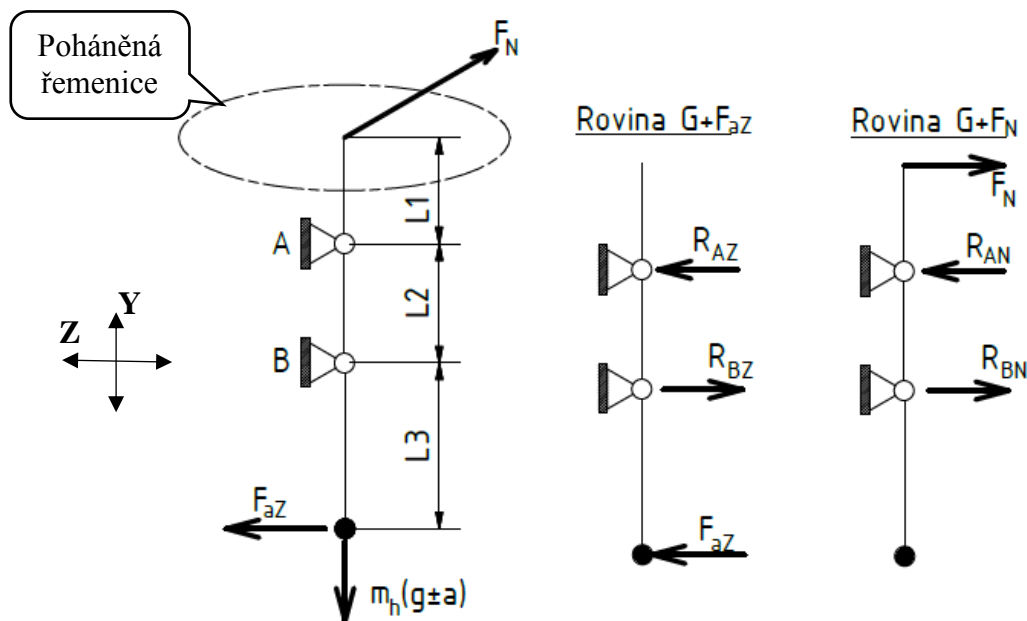
Kontrola únosnosti navržených ložisek

Ložiska jsou trvale zatížena napínací silou řemene ozubeného řemenu $F_N = 610 \text{ N}$ (kolmou na osu Z) a tíhou hlavice s polotovary. Při rozjezdu a brždění os Y a Z vznikají dynamické síly, které ovlivňují zatížení ložisek. Schéma sil je znázorněno na Obr. 23. Výchozími hodnotami pro další výpočty jsou hmotnost hlavice s polotovary $m_h = 86,6 \text{ kg}$, zrychlení $a = 2 \text{ m/s}^2$, vzdálenost mezi řemenicí a ložiskem A $L1 = 22,5 \text{ mm}$, vzdálenost mezi ložisky $L2 = 20 \text{ mm}$ a vzdálenost mezi ložiskem B a těžištěm hlavice $L3 = 45,5 \text{ mm}$.

Reakce v rovině $G+F_{aZ}$

$$R_{BZ} = \frac{F_{aZ}(L2 + L3)}{L2} = \frac{m_h \cdot a(L2 + L3)}{3L2} = \frac{86,6 \cdot 2(20 + 45,5)}{20} = 567 \text{ N} \quad (5.4.1)$$

$$R_{AZ} = R_{BZ} - F_{aZ} = 567 - 86,6 \cdot 2 = 394 \text{ N} \quad (5.4.2)$$



Obr. 23 - Schéma sil na hřídeli osy B

Reakce v rovině $G+F_N$

$$R_{AN} = \frac{F_N(L1 + L2)}{L2} = \frac{610(22,5 + 20)}{20} = 1296,3 \text{ N} \quad (5.4.3)$$

$$R_{BN} = R_{AN} - F_N = 1296,3 - 610 = 686,3 \text{ N} \quad (5.4.4)$$

Výsledné reakce v ložiskách

$$R_{Amax} = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AN}^2} = \sqrt{394^2 + 1296,3^2} = 1355 \text{ N} \quad (5.4.5)$$

$$R_{Amin} = R_{AN} = 1296,3 \text{ N} \quad (5.4.6)$$

$$R_{Bmax} = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BN}^2} = \sqrt{567^2 + 686,3^2} = 890,3 \text{ N} \quad (5.4.7)$$

$$R_{Bmin} = R_{BN} = 686,3 \text{ N} \quad (5.4.8)$$

Dle katalogu SKF [14] se spočítají střední hodnoty zatížení ložisek.

$$R_{Am} = \frac{R_{Amin} + 2R_{Amax}}{3} = \frac{1296,3 + 2 \cdot 1355}{3} = 1335 \text{ N} \quad (5.4.9)$$

$$R_{Bm} = \frac{R_{Bmin} + 2R_{Bmax}}{3} = \frac{686,3 + 2 \cdot 890,3}{3} = 822,3 \text{ N} \quad (5.4.10)$$



Střední hodnota axiálního zatížení

$$A_m = \frac{m_h(g - a) + 2m_h(g + a)}{3} = \frac{86,6(9,81 - 2) + 2 \cdot 86,6(9,81 + 2)}{3} \quad (5.4.11)$$
$$= 907,3 \text{ N}$$

Ložisko A - SKF 16006

Hodnoty z katalogu [14]

Statická únosnost $C_0 = 7\,350 \text{ N}$ Součinitel X 0,56

Dynamická únosnost $C = 19\,000 \text{ N}$ Součinitel Y 1,44

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P_A = X \cdot R_{Am} + Y \cdot A_m = 0,56 \cdot 1335 + 1,44 \cdot 907,3 = 2054 \text{ N} \quad (5.4.12)$$

Výsledná hodinová trvanlivost ložiska A:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_A}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 5,882} \cdot \left(\frac{19\,000}{2054}\right)^3 = 2,2 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (5.4.13)$$

kde n jsou otáčky hřídele.

Ložisko B - SKF 61906

Hodnoty z katalogu [14]

Statická únosnost $C_0 = 4\,550 \text{ N}$ Součinitel X 0,56

Dynamická únosnost $C = 7\,280 \text{ N}$ Součinitel Y 1,23

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P_B = X \cdot R_{Bm} + Y \cdot A_m = 0,56 \cdot 822,3 + 1,23 \cdot 907,3 = 1576,4 \text{ N} \quad (5.4.14)$$

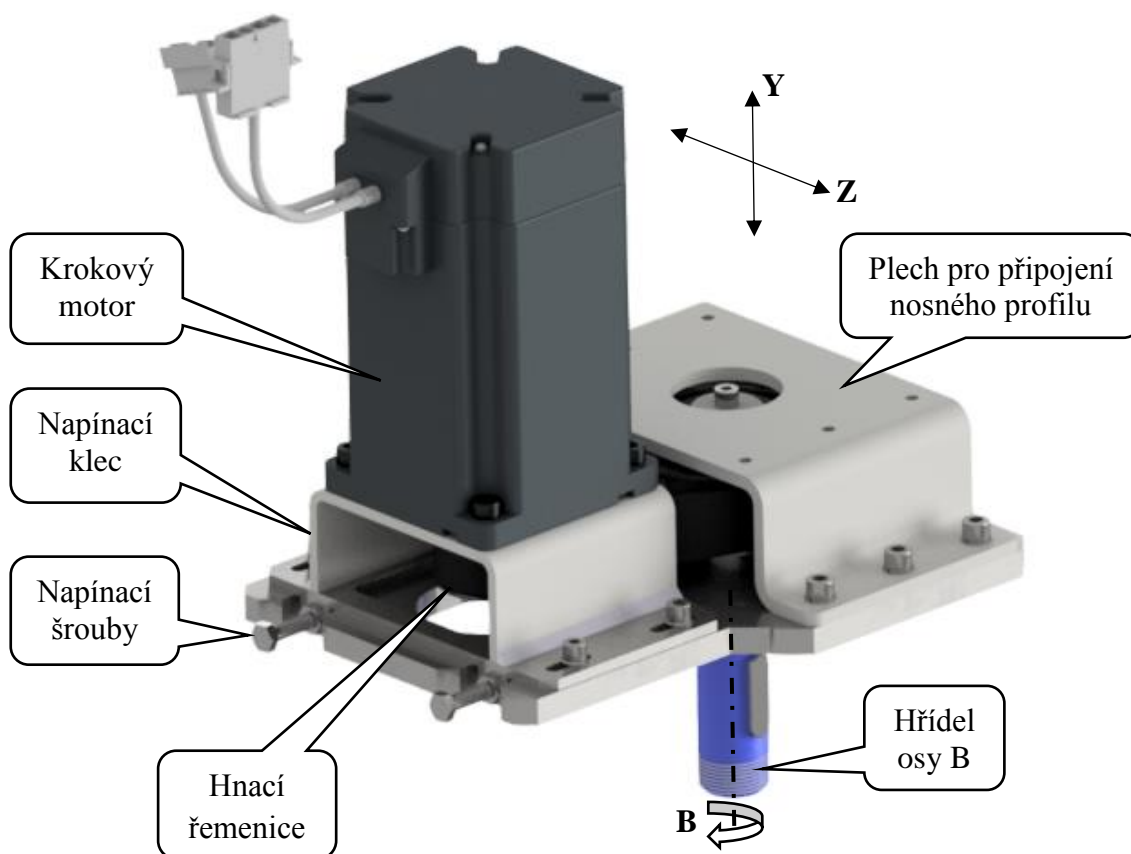
Výsledná hodinová trvanlivost ložiska A:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_B}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 5,882} \cdot \left(\frac{7280}{1576,4}\right)^3 = 2,8 \cdot 10^5 \text{ hod} \quad (5.4.15)$$

kde n jsou otáčky hřídele.

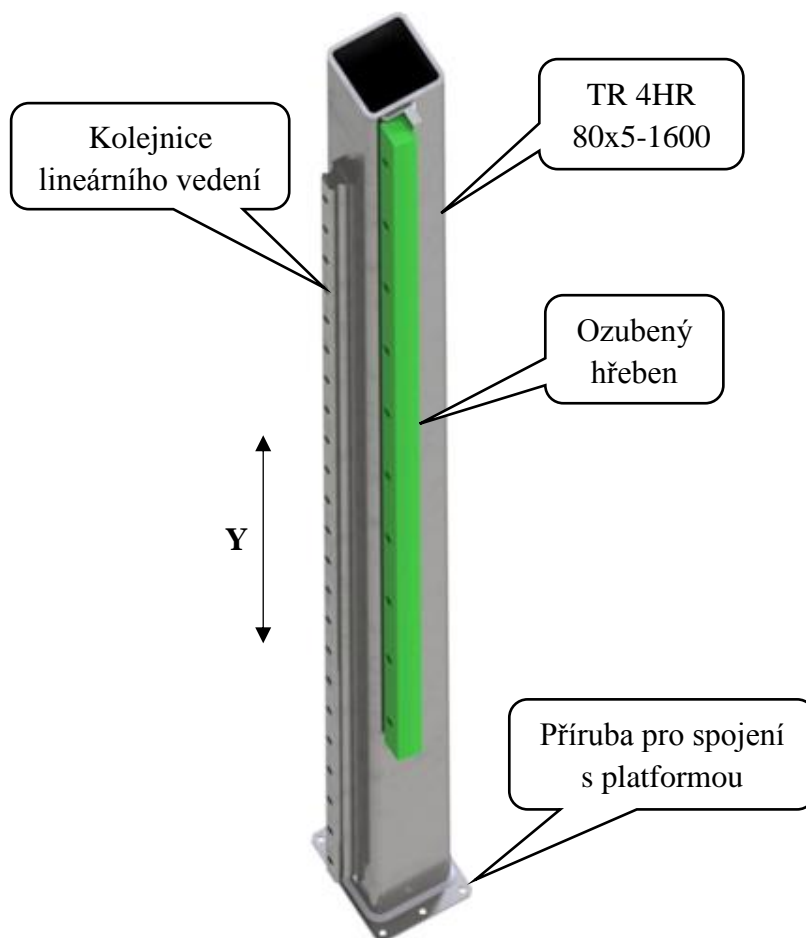
Výsledné trvanlivosti obou ložisek jsou mnohonásobně větší než 20 000 h, je tedy patrné jejich značné předdimenzování. Velikosti ložisek je však volena spíše s ohledem na proporce ostatních funkčních částí než na velikosti vznikajících sil, proto je lze považovat za přiměřená.

Další součástí platformy je napínací mechanismus řemenu. Ten tvoří nosná klec s výstupky, ve kterých jsou vloženy šrouby M6x30. Utahováním těchto šroubů dojde k jejich opření o platformu, vyvození posuvného pohybu směrem od poháněné řemenice, a tedy k napnutí řemenu. K nosné kleci je přišroubován krokový motor, na jehož hřídeli je nasazena hnací řemenice. Celá sestava platformy je viditelná na *Obr. 24*.



Obr. 24 - Platforma vertikální osy Y

Výsuvné rameno tvoří čtvercová trubka TR 4HR 80x5–1600 ČSN 42 5720, na jejímž konci je navařena příruba, která spojuje obě hlavní části dohromady. Dále jsou k trubce přivařeny ploché tyče, které jsou obrobena a slouží k přesnému ustavení kolejnice lineárního vedení a ozubeného hřebenu (*Obr. 25*).



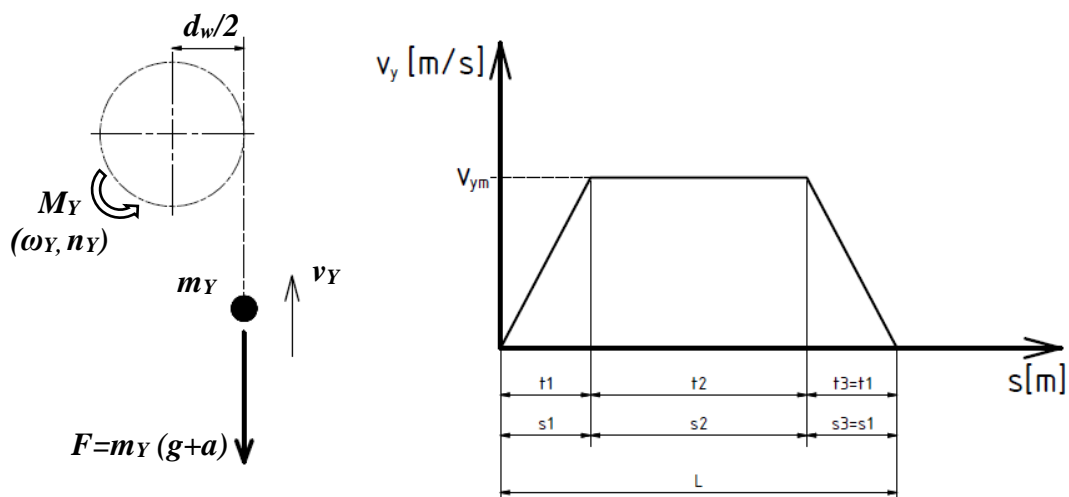
Obr. 25 - Výsuvné rameno osy Y

Lineární vedení bylo zvoleno ze základní řady výrobce HIWIN, konkrétně HGW20CC s přírubovým vozíkem. Pro výpočet se předpokládá maximální využití stroje, tedy třisměnný provoz po 300 dní v roce. Dle katalogového listu [15] pak vychází životnost mnohonásobně vyšší než 20 000 h.

K pohonu výsuvu byl navržen šikmý ozubený hřeben Graessner [16] o modulu 2 mm, zabírající s pastorkem příruby s valivým průměrem $d_w = 50$ mm, schopným přenést maximální točivý moment 179 N·m. Výpočet momentu pro zdvih osy Y je proveden v rovnici (5.4.16) dle silového schématu na Obr. 26.

$$M_Y = m_Y \cdot (g + a) \cdot \frac{d_w}{2} \cdot k = 133,5 \cdot (9,81 + 2) \cdot \frac{0,05}{2} \cdot 1,4 \quad (5.4.16) \\ = 55,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde m_Y je hmotnost výsuvné sestavy (rameno osy Y + manipulační hlavice zatížená dvěma polotovary), a zrychlení pohybu, d_w valivý průměr, k součinitel bezpečnosti.



Obr. 26 Silové schéma pohonu a průběh rychlosti osy Y v závislosti na dráze

Návrh motoru a převodovky vychází z průběhu rychlosti na Obr. 26, uvažují se stejné doby zrychlení a zpomalení pohybu, stejně tak velikost zrychlení (zpomalení) $a = 2 \text{ m/s}^2$. Na vykonání pohybu je vyměřeno 2,5 s (Tab. 2), přičemž rozsah pohybu $L = 1,25 \text{ m}$ (Tab. 1). Z toho vyplývá předběžný návrh rychlosti $\overline{v_{Ym}}$.

$$\overline{v_{Ym}} = \frac{L}{t} = \frac{1,25}{2,5} = 0,5 \text{ m/s} \quad (5.4.17)$$

Protože je však nutné do času pohybu zahrnout i časy zrychlení a zpomalení pohybu $t1 = t3$, byla skutečná rychlost rovnoměrného pohybu v_{Ym} zvolena **0,6 m/s**. Ta společně se zrychlením a určí výsledné časy (dle schématu průběhu rychlosti na Obr. 26).

$$t1 = t3 = \frac{v_{Ym}}{a} = \frac{0,6}{2} = 0,3 \text{ s} \quad (5.4.18)$$

$$s1 = s3 = \frac{1}{2} a \cdot t1^2 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 0,3^2 = 0,09 \text{ m} \quad (5.4.19)$$

$$s2 = L - 2 \cdot s1 = 1,25 - 2 \cdot 0,09 = 1,07 \text{ m} \quad (5.4.20)$$

$$t2 = \frac{s2}{v_{Ym}} = \frac{1,07}{0,6} = 1,78 \text{ s} \quad (5.4.21)$$

$$t_Y = t1 + t2 + t3 = 0,3 + 1,78 + 0,3 = \mathbf{2,38 \text{ s}} < 2,5 \text{ s} \quad (5.4.22)$$

Rychlost rovnoměrného posuvného pohybu v_{Ym} je shodná s obvodovou rychlostí na valivém průměru d_w hnacího pastorku, proto se z ní dále určí úhlová rychlost ω_Y a otáčky hnacího pastorku n_Y .



$$\omega_Y = \frac{v_{Ym} \cdot 2}{d_w} = \frac{0,6 \cdot 2}{0,05} = 24 \text{ rad/s} \quad (5.4.23)$$

$$n_Y = \frac{\omega_Y \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{24 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 229,2 \text{ ot/min} \quad (5.4.24)$$

Potřebný výkon motoru po vynásobení bezpečnostním koeficientem 2,5

$$P_Y = M_Y \cdot \omega_Y \cdot 2,5 = 55,2 \cdot 24 \cdot 2,5 = 3311 \text{ W} \quad (5.4.25)$$

K pohonu byl zvolen servomotor TG Drives TGH5-1350 s výkonem 3425 W a jmenovitým momentem 10,9 N·m [17].

Určení převodového poměru pro převodovku

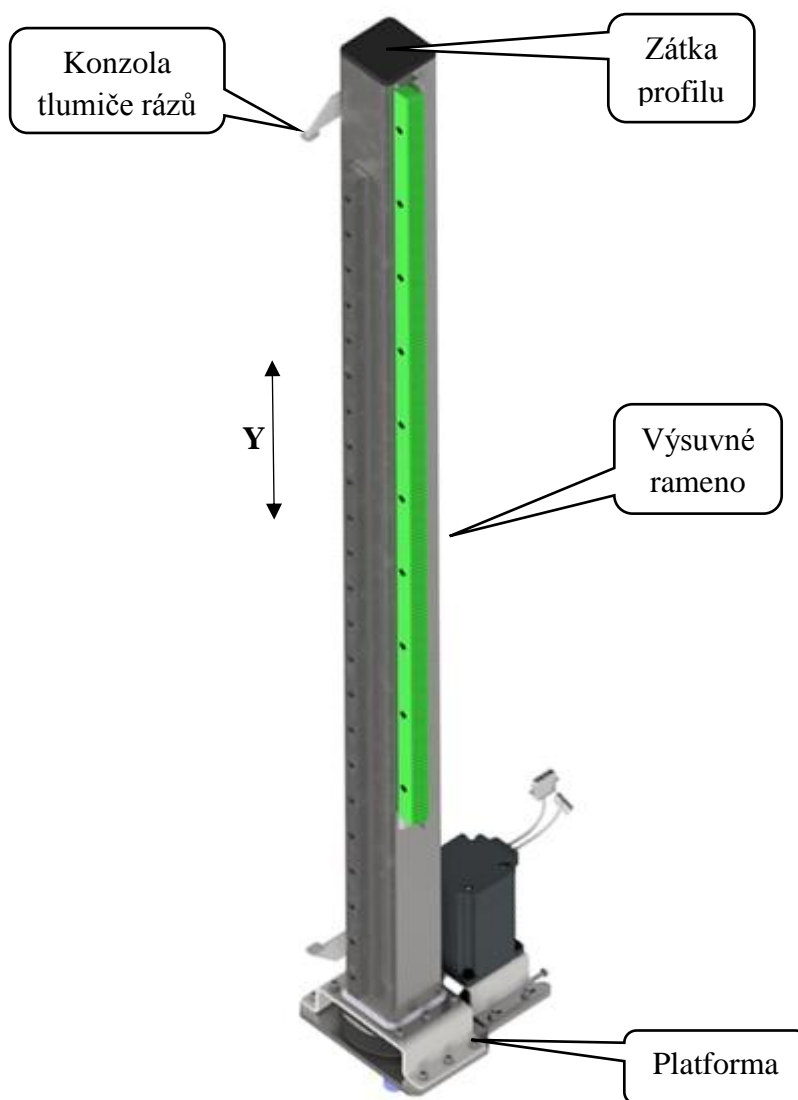
$$i_{Y \text{ teoretický}} = \frac{M_Y}{M_{motoru}} = \frac{55,2}{10,9} = 5,06 \quad (5.4.26)$$

Na základě rovnic (5.4.16) a (5.4.26) byla vybrána šneková převodovka DYNABOX 63 s převodovým poměrem 5,2 a výstupní robotickou přírubou od společnosti Graessner [18], který je i dodavatelem ozubeného hřebenu s pastorkem, čímž je zaručena kompatibilita navazujících součástí.

Po vytvoření 3D modelů součástí vyšlo najevo, že rozsah pohybu osy může být menší než původně navržených 1250 mm, a to konkrétně 1074 mm, čímž dojde zkrácení cyklu zasunutí/vysunutí o 0,6 s.

Průmyslové tlumiče rázů

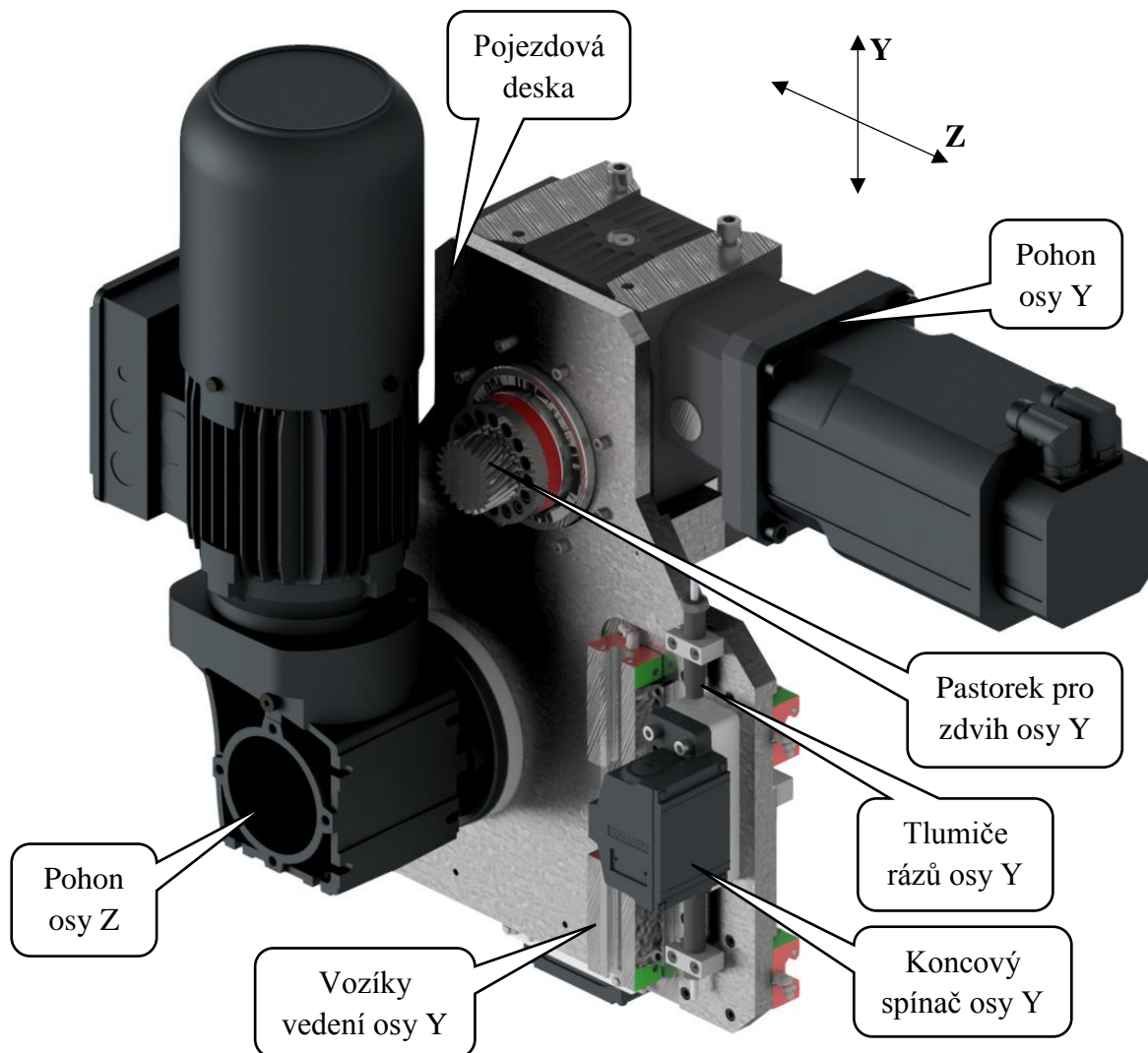
Z důvodu bezpečnosti provozu je osa Y vybavena průmyslovými tlumiči rázů ACE Bibus, které uzavírají rozsah pohybu. V případě, že by řídicí systém z jakéhokoliv důvodu nezastavil pohyb v koncové poloze, dojde k plynulému utlumení pohybu osy při minimální reakční síle. Samotné tlumiče jsou umístěné v příslušných přírubách na pojezdové desce osy Z a opírají se o ně malé konzoly přišroubované k výsuvnému ramenu. Výpočet byl proveden pro modelový příklad tělesa s hnací silou při vertikálním pohybu podle katalogu výrobce [19].



Obr. 27 - Sestava výsuvné osy Y

5.5. Horizontální osa Z

Horizontální osa Z sestává z pojezdové desky, nesoucí komponenty pro pohyb obou lineárních os. Na přední straně (Obr. 28) jsou umístěny vozíky lineárního vedení osy Y, tlumiče rázů a snímací hlava koncového spínače BALLUFF BNS 819, který posílá řídicímu systému informaci o přiblížení se ke koncové poloze osy. Dále je zde umístěn pohon osy Z - kuželočelní převodovka NORD SK 92072.1-80L/4 v kombinaci s asynchronním motorem [20]. Ten je vybaven optickým inkrementálním snímačem otáček a mechanickou brzdou, která je uvolňována elektrickým signálem. Asynchronní motor zde byl použit proto, že není potřeba příliš velké přesnosti při polohování v ose Z a jeho cena je v porovnání se servomotory nebo krokovými motory nižší.

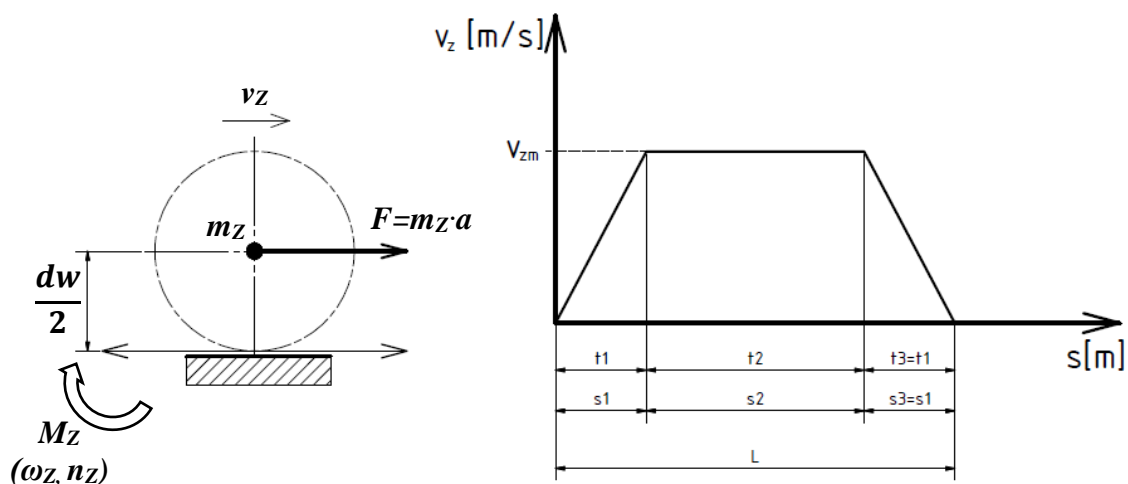


Obr. 28 - Pojezd osy Z – pohled zepředu

K převodu rotace na lineární pohyb slouží opět kombinace pastorku s modulem 2 mm a šikmého ozubeného hřebenu od společnosti Graessner [16], přičemž valivý průměr pastorku $d_w = 53,05$ mm a maximální přípustný točivý moment je 253 N·m. Výpočet momentu pro rozpořbování osy je proveden rovnicí (5.5.1) dle silového schématu na Obr. 29. Výchozími hodnotami jsou hmotnost pohybující se sestavy m_z (pojezd Z + rameno Y + hlavice zatížená dvěma polotovary), zrychlení a , valivý průměr d_w a koeficient bezpečnosti k .

$$M_z = m_z \cdot a \cdot \frac{d_w}{2} \cdot k = 199 \cdot 9,8 \cdot \frac{0,05305}{2} \cdot 1,4 = 14,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.5.1)$$

Další postup je stejný, jako v případě osy Y. Pro rovnoměrný pohyb osy Z byla zvolena rychlost $v_{zm} = 0,5 \text{ m/s}$, která opět se zrychlením $a = 2 \text{ m/s}^2$ určí výsledné časy (dle schématu průběhu rychlosti na Obr. 29). Rozsah pohybu osy $L = 7,3 \text{ m}$.



Obr. 29 – Silové schéma pohybu osy Z

$$t_1 = t_3 = \frac{v_{zm}}{a} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \text{ s} \quad (5.5.2)$$

$$s_1 = s_3 = \frac{1}{2} a \cdot t_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 0,25^2 = 0,063 \text{ m} \quad (5.5.3)$$

$$s_2 = L - 2s_1 = 7,3 - 2 \cdot 0,063 = 7,18 \text{ m} \quad (5.5.4)$$

$$t_2 = \frac{s_2}{v_{zm}} = \frac{7,18}{0,5} = 14,35 \text{ s} \quad (5.5.5)$$

$$t_z = t_1 + t_2 + t_3 = 0,25 + 14,35 + 0,25 = 14,85 \text{ s} \quad (5.5.6)$$

Z rychlosti rovnoměrného pohybu v_{zm} se určí úhlová rychlost ω_z a otáčky hnacího pastorku n_z .

$$\omega_z = \frac{v_{zm} \cdot 2}{d_w} = \frac{0,5 \cdot 2}{0,05305} = 18,85 \text{ rad/s} \quad (5.5.7)$$

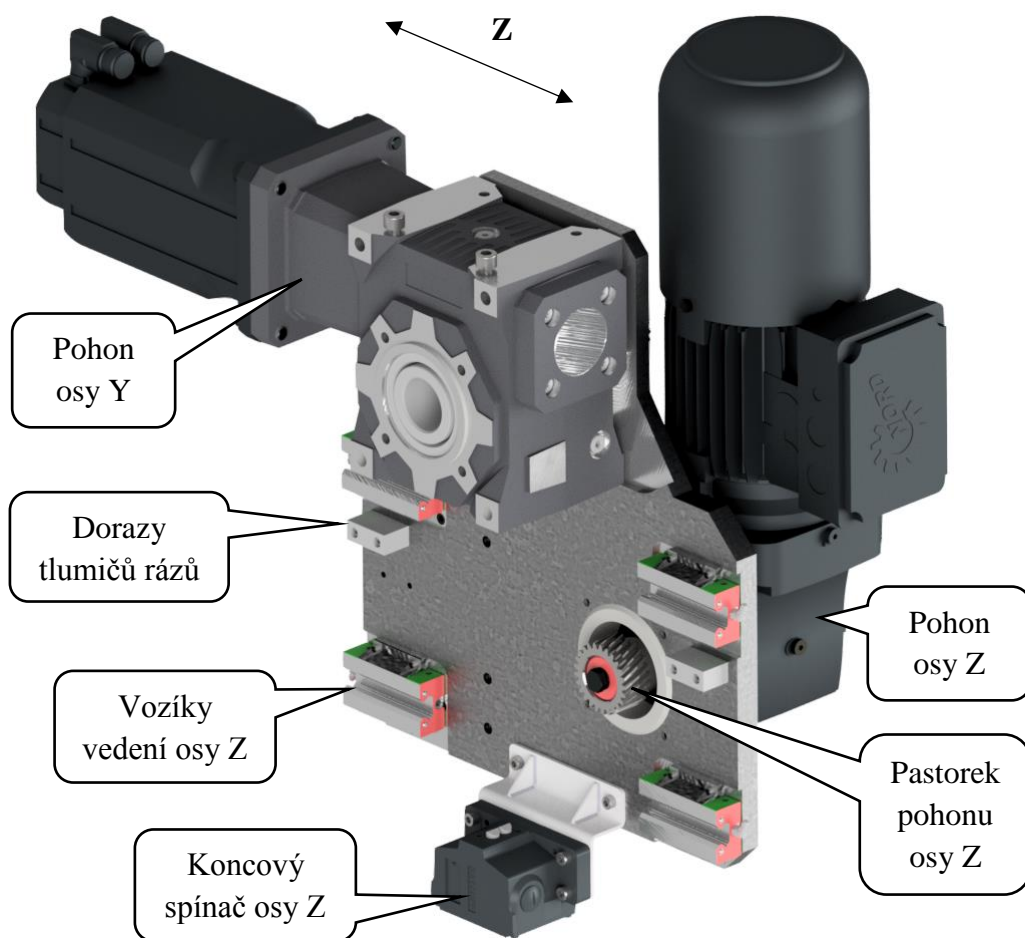
$$n_z = \frac{\omega_z \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{18,85 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 180 \text{ ot/min} \quad (5.5.8)$$

Potřebný výkon motoru s bezpečnostním koeficientem

$$P_z = M_z \cdot \omega_z \cdot 2,5 = 14,8 \cdot 18,85 \cdot 2,5 = 697,5 \text{ W} \quad (5.5.9)$$

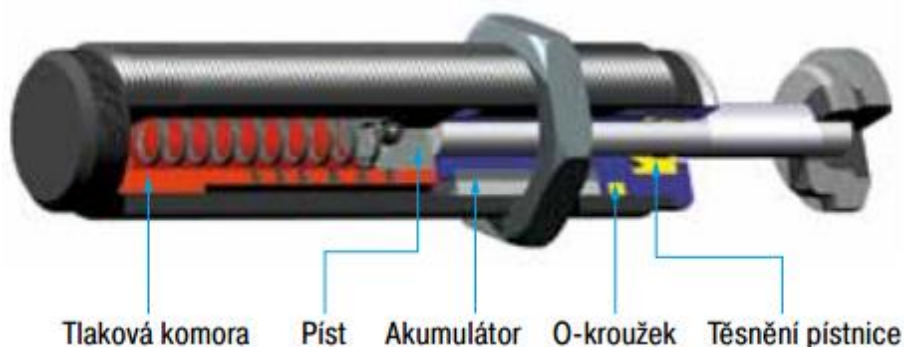
Výkon navrženého motoru je 750 W, výstupní moment z převodovky 35 N·m a výstupní otáčky 182 ot/min, tudíž byla volba pohonu správná.

Na Obr. 30 je pohled na zadní stranu pojezdové desky, která přiléhá k nosné konstrukci. Zde je umístěn pohon osy Y, dále pak čtyři vozíky lineárního vedení, dorazy, o které se v koncových polohách opírají tlumiče rázů a opět hlava koncového spínače BALLUFF BNS 819. Lineární vedení je stejné jako v případě osy Y, a to HGW20CC s přírubovým vozíkem, přičemž životnost katalogového listu [15] vychází 38 260 h,



Obr. 30 - Pojezd osy Z – pohled zezadu

Stejně jako v případě vertikální osy, je i tato vybavena tlumiči rázů (Obr. 31), které jsou v příslušných přírubách umístěny na nosném rámu a v případě přejetí koncové polohy se opírají o dorazy na pojezdové desce, čímž pohyb plynule zastaví.



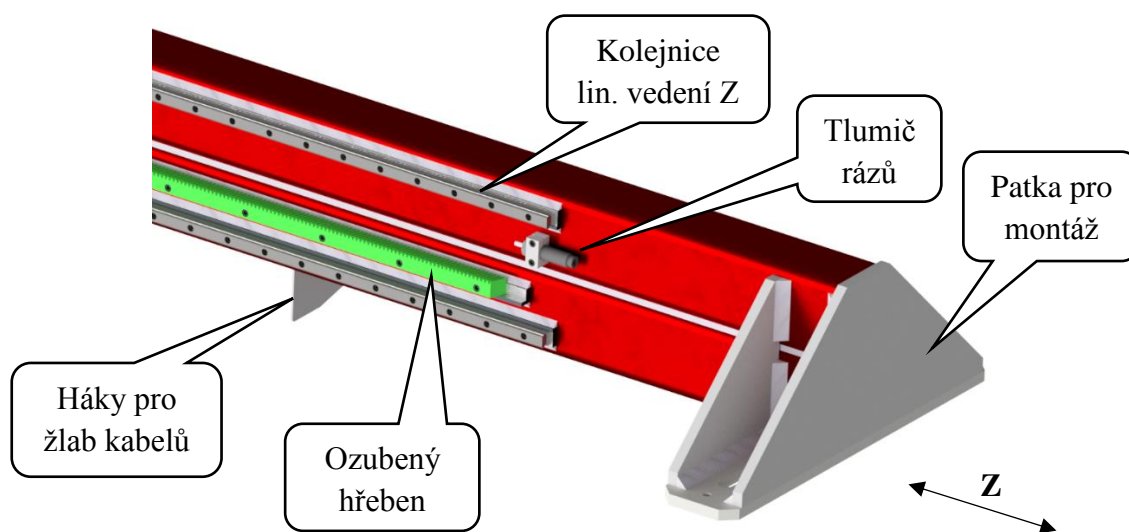
Obr. 31 - Průmyslový tlumič rázů ACE [19]

5.6. Nosná konstrukce

Z důvodu snadné přepravy a montáže tvoří nosnou konstrukci několik svařenců, které jsou spojeny pomocí šroubů. Hlavní části konstrukce jsou podélný nosník a stojiny.

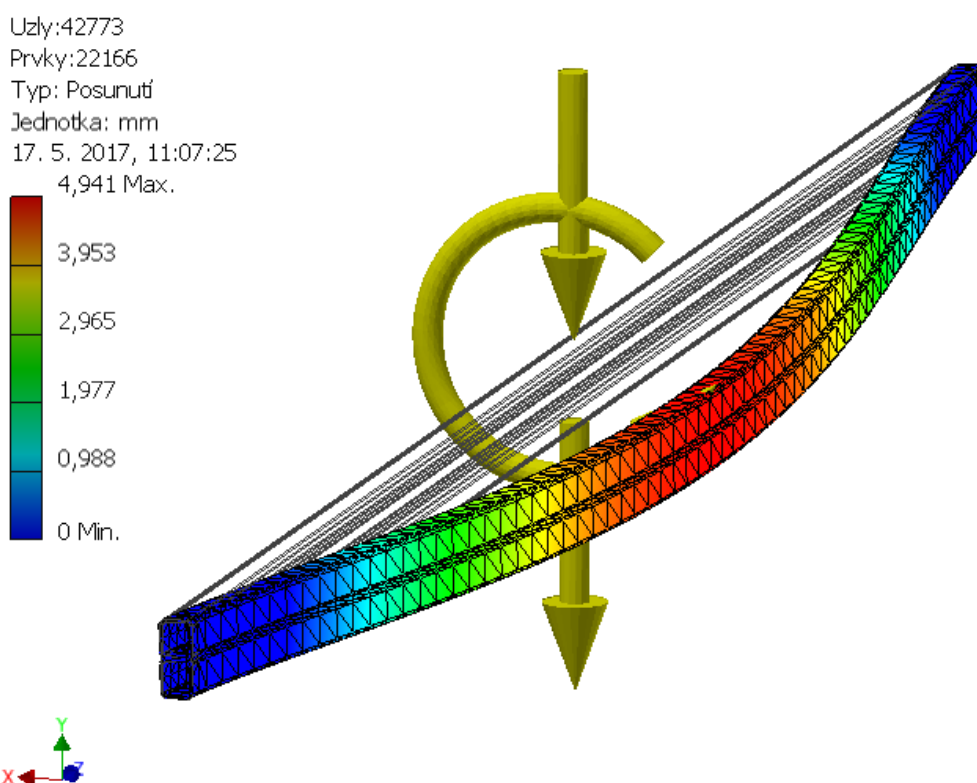
Podélný nosník (Obr. 32) se skládá ze dvou obdélníkových trubek TR 4HR 120x100x8 - 6000 ČSN 42 5720, umístěných na sebe na výšku s přesazením o 2427 mm. Vzniklá prázdná místa jsou pak vyplněna stejnými trubkami zbývající délky. Důvodem tohoto řešení je zvýšení tuhosti nosníku a také skutečnost, že válcované profily se běžně dodávají v délkách do 6 m, avšak délka nosné konstrukce je 8,4 m.

K nosníku jsou přivařeny ploché tyče, které po obrobení slouží k přesnému ustavení kolejnic lineárního vedení a ozubeného hřebenu. Dále jsou na něm umístěny tlumiče rázů osy Z a háky, ke kterým se přišroubuje žlab nesoucí kabelové svazky a energetický řetěz. Na koncích nosníku jsou patky, které zajišťují spojení se stojinami.



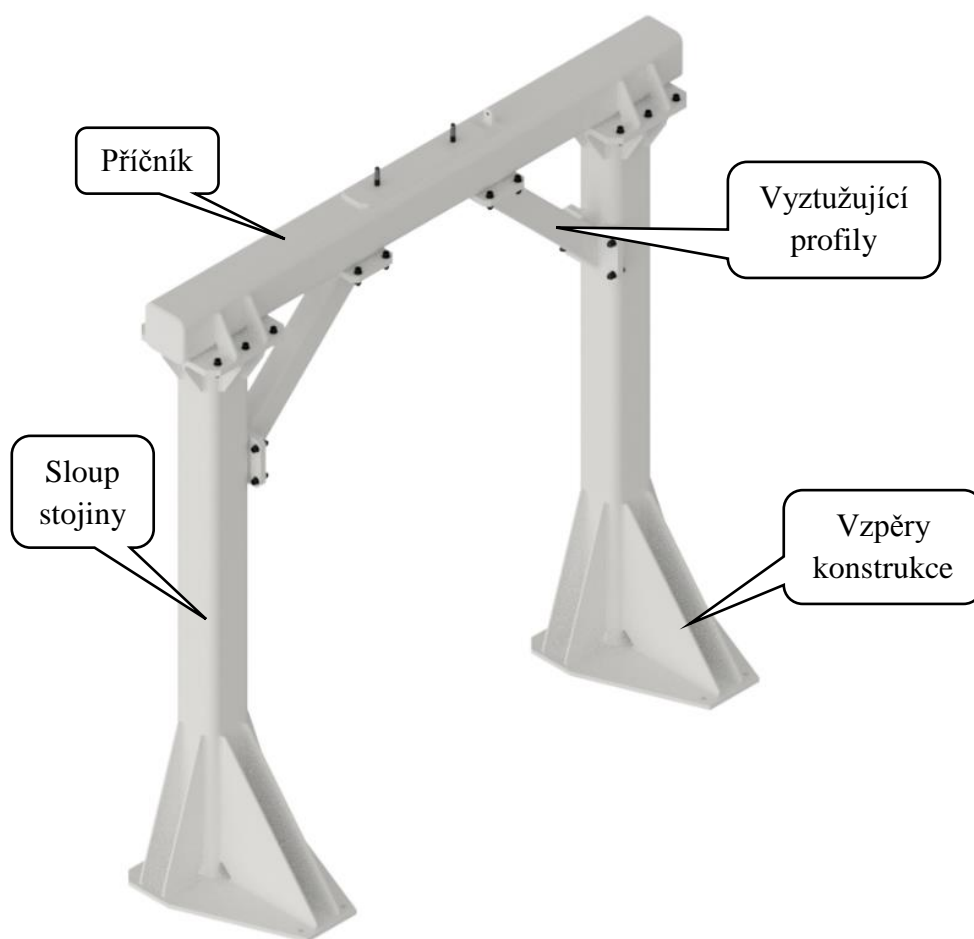
Obr. 32 - Podélný nosník

V systémovém prostředí software Inventor byla provedena kontrola podélného nosníku na průhyb v nejkritičtějším bodě – v polovině délky. Nosník je zatížen vlastní vahou a krouticím momentem o velikosti 294,6 N·m, který způsobuje síla v těžišti pohyblivé sestavy vzdáleném od osy nosníku o 123,4 mm. Celkový průhyb je 4,94 mm, přičemž v osách X a Y dle *Obr. 33* jsou maximální hodnoty posunutí 4,72 mm a 1,47 mm. Nakroucení profilu vychází dle analýzy velice malé, řádově 10^{-4} rad a proto nemá na přesnost polohování zásadní vliv. Vzhledem k celkové délce nosníku 8,4 m lze průhyby považovat za příměšené. V ose Y lze průhyb kompenzovat softwarově upravením délky výsuvu, v ose X pak seřizovacím mechanismem popsáným dále.



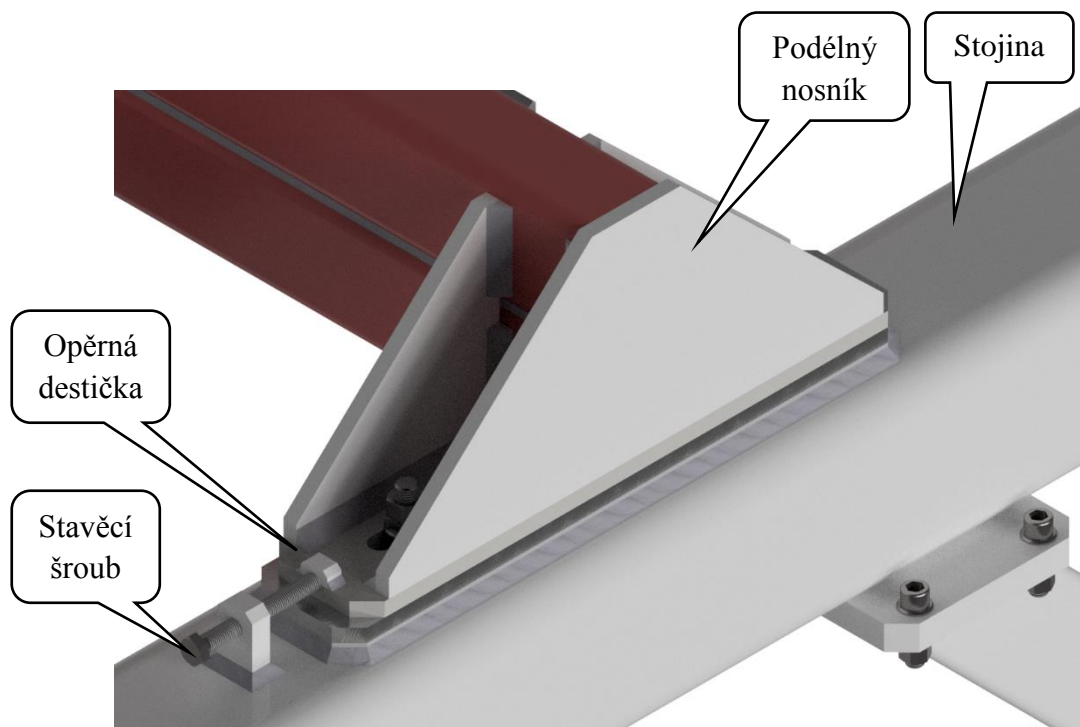
Obr. 33 - Průhyb podélného nosníku

Stojiny (*Obr. 34*) tvoří sešroubovaný rám svařenců výšky 2,5 m a délky také 2,5 m. Základem jsou čtvercové trubky TR 4HR 150x10 ČSN 42 5720. Výsledná konstrukce je vyztužena slabšími trubkami 4HR 120x100x6 a výpalky z plechu tloušťky 8 mm u paty, kde se stojina kotví k základu.

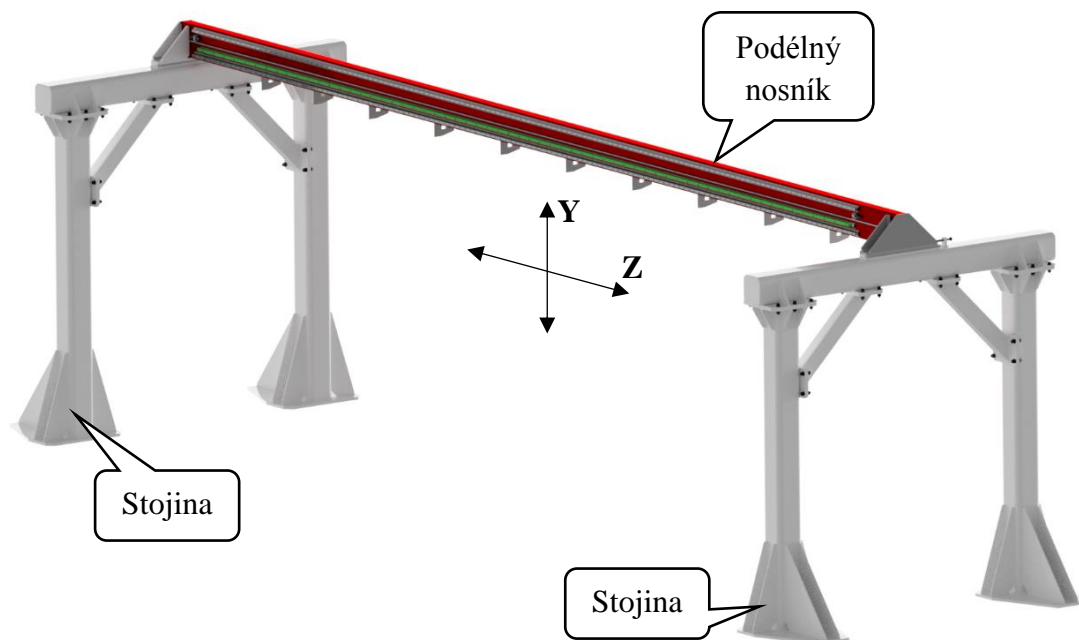


Obr. 34 - Stojina nosné konstrukce

Při montáži konstrukce nosného rámu se mezi stojiny a podélný nosník vloží na míru broušená destička, která slouží k vodorovnému vyrovnání podélného nosníku. Poté se jemným utahováním stavěcího šroubu M16x130 (*Obr. 35*) provede seřízení souososti nosníku (resp. osy polotovaru) s osou vřetena obráběcího centra. Nakonec se přes předvrtané díry v patkách podélného nosníku vyvrtají díry do stojiny a poloha se zajistí pružným kolíkem ISO 8752 – 12x56 – A - St. Na *Obr. 36* je již celkový pohled na smontovanou konstrukci nosného rámu.



Obr. 35 - Seřízení osy Z



Obr. 36 - Nosná konstrukce manipulátoru

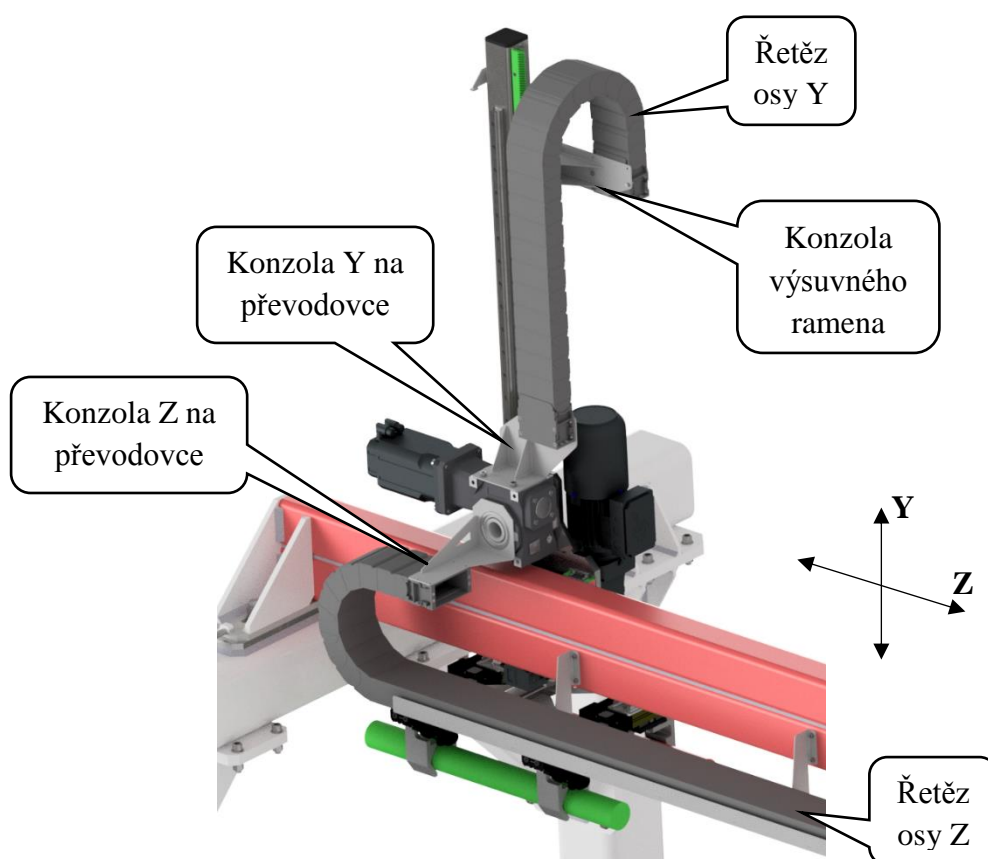
5.7. Příslušenství

V předchozích kapitolách byly rozebrány jednotlivé konstrukční uzly, k provozu a správnému chodu manipulátoru jsou však zapotřebí ještě další prvky, a to především energetické řetězy, skříňový rozvaděč, vstupní a výstupní zásobník.

Energetické řetězy

Každá lineární osa manipulátoru má vlastní energetický řetěz Igus E2 série R168 [21] s poloměrem ohybu 150 mm, jehož vnitřní rozměry byly zvoleny s dostatečnou rezervou pro umístění všech potřebných kabelů (*Obr. 37*).

Pro vertikální osu Y byl zvolen řetěz s vnitřními rozměry 50 mm na výšku a 100 mm na šířku, ve kterém je zahrnuto 8 kabelů k motorům efektorů a 2 kabely ke krokovému motoru pro rotaci hlavičky. Řetěz je přišroubovaný ke konzolám umístěným na výsuvném ramenu osy a na převodovce pohonu této osy.



Obr. 37 - Umístění energetických řetězů



Pro horizontální osu Z byl zvolen řetěz s vnitřními rozměry 50 mm na výšku a 115 mm na šířku, ve kterém jsou zahrnuty výše jmenované kabely pro osu Y a dále 4 kabely k motorům pro pohony obou lineárních os a 2 kabely pro hlavice koncových spínačů. Řetěz je na jednom konci přišroubován ke konzole umístěné na převodovce osy Y a na druhém konci k plechovému žlabu, který je na háčích zavěšen na podélném nosníku.

Skříňový rozvaděč

Je zřejmé, že manipulátor musí mít skříňový rozvaděč, do kterého budou svedeny všechny kabely z energetických řetězců a kde bude také umístěno řídicí PLC. Odtud bude zajištěno propojení s řídicím systémem obráběcího centra. Dále by zde měly být umístěny signalizační, bezpečnostní a ovládací prvky. Návrh rozvaděče by však byl nad rámec této práce, proto je zde pouze zmíněn a není dále rozebírán.

Vstupní a výstupní zásobník

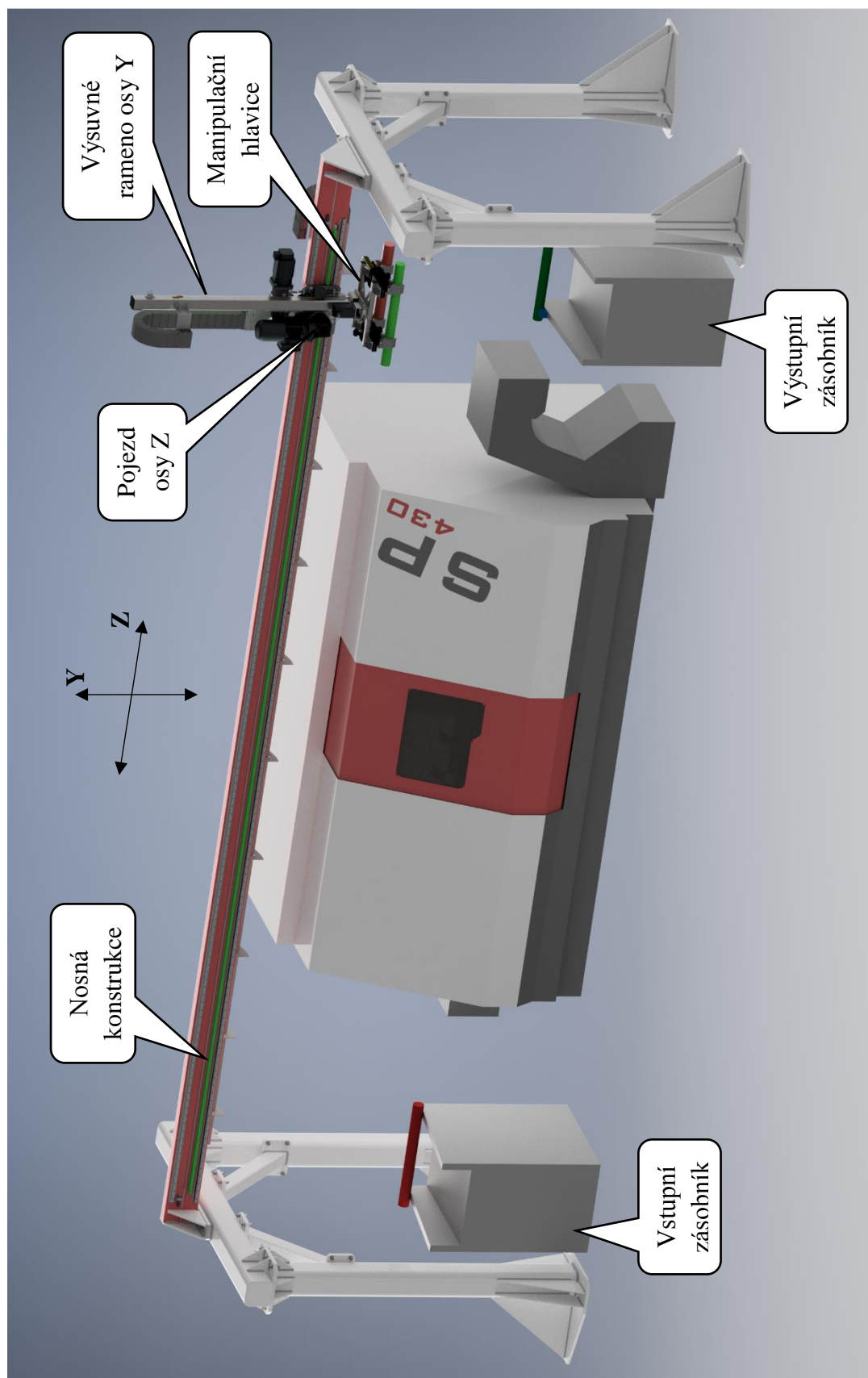
Tyto zařízení slouží na vstupu k dopravě nových polotovarů pro manipulátor, resp. k odebrání hotových obrobků na výstupu. Pro uvažované tyčové předměty se jako nejvhodnější jeví použití gravitačních zásobníků, kde doprava probíhá samovolným odvalováním. Na vstupním zásobníku je zapotřebí ovládaného mechanického oddělovače, který zajistí ustavení jediného polotovaru do polohy, ze které jej čelisti jednoduše uchopí. Výstupní zařízení může být bez oddělovače a po uvolnění čelistí se polotovar ihned odvalí. Samozřejmostí je vyrovnání výšek obou zařízení tak, aby nakládací, resp. odkládací místo neleželo mimo rozsah pohybu osy Y.



5.8. Popis konstrukce a funkce

Kompletní sestava manipulátoru umístěného na pracovišti je na *Obr. 38*. Nosná konstrukce je podélně umístěna přes obráběcí centrum SP430. Po jejím hlavním nosníku se pohybuje pojezd osy Z, který unáší pohybové ústrojí osy Y. To je tvořeno výsuvným ramenem zakončeným platformou s pohonem osy B. K platformě je pak připojena manipulační hlavice s efekty pro uchopení polotovaru a obrobku. Po stranách obráběcího centra jsou umístěny vstupní a výstupní zásobníky.

Manipulátor plní funkci tak, jak bylo navrženo v kapitole 5.2. Hlavice uchopí polotovar ze vstupního zásobníku a po skončení obrábění jej přesune do obráběcího prostoru. Zde do volných čelistí uchopí obrobek a nahradí jej polotovarem. Poté opustí obráběcí prostor a obrobek odloží na výstupní zásobník. Následně přejede zpět ke vstupnímu zásobníku a cyklus se opakuje.



Obr. 38 - Celkový pohled na navržené pracoviště



6. Závěr

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem manipulačního zařízení pro automatickou výměnu obrobků u obráběcího stroje SP 430 od firmy Kovošvit MAS, a.s. V rešeršní části jsou shrnuty hlavní požadavky automatické výměny, která vede ke snížení vedlejších, nevýrobních časů, a tudíž k větší sériovosti i ziskovosti výroby. Jsou zde popsány nejvíce používané způsoby manipulace, včetně jejich kladů i záporů.

Na základě získaných informací o současném stavu řešení byly předloženy tři rozlišné typy manipulačních zařízení. Po zvážení vlastností jednotlivých návrhů byla vybrána varianta samostatného portálového manipulátoru, jehož hlavní výhody jsou jednoduchost a robustnost konstrukce, jednoduché manipulační pohyby a malé nároky na řídicí systém a údržbu.

Po odsouhlasení konstrukčního návrhu firmou Kovošvit MAS byl ve CAD software Inventor společnosti Autodesk vymodelován portálový manipulátor se dvěma lineárními osami – vertikální osou Y s rozsahem pohybu 1074 mm a horizontální osou Z s rozsahem pohybu 7 300 mm. Na konci vertikální osy je umístěna rotační hlavice, nesoucí dva páry uchopovacích čelistí, samostatně pro polotovary a obrobek, aby výměna bylo možné provést při jednom najetí do obráběcího prostoru stroje. K pohonu všech os se využívá elektromotorů, převod na lineární pohyb je realizován pomocí ozubených hřebenů a rotace hlavy využívá synchronní řemenový převod. Zařízení je z důvodu bezpečnosti provozu vybaveno průmyslovými tlumiči rázů a snímači koncových poloh. Systém odměřování polohy je nepřímý s využitím snímačů otáček ve všech motorech. Pod krajními polohami osy Z se předpokládá umístění vstupních a výstupních zařízení pro dopravu polotovarů a odbavení obrobků. Výsledný čas manipulace vychází menší, než zadaných 20 s, konkrétně 18,7 s, a to díky tomu, že návrhový rozměr osy Y je větší než rozměr skutečný, a proto je i doba pohybu kratší a také skutečná doba otevření a uzavření uchopovacích čelistí je kratší, než bylo odhadnuto. Součástí této práce jsou také vytvořené výkresy sestavy manipulátoru pro SP 430 a otočného uzlu.

Zařízení je schopné uplatnit se v průmyslové výrobě, do budoucna by bylo možné přepracovat manipulační hlavici tak, aby výměna proběhla ještě rychleji a aby bylo možné uchopovat i objekty složitějších tvarů.

7. Seznamy

7.1. Seznam obrázků

Obr. 1 - Soustružnické centrum SP430 [1]	11
Obr. 2 - Rozměry polotovaru	12
Obr. 3 - Schéma pracoviště	12
Obr. 4 - OKUMA 2SP-250H [5].....	15
Obr. 5 - Horizontální překladač KBH CZ [6]	17
Obr. 6 - Přímočarý portál FESTO [7]	18
Obr. 7 - Systém manipulace REM Technik [8].....	18
Obr. 8 - Pracoviště s univerzálním robotem obsluhujícím dvě obráběcí centra [9]..	19
Obr. 9 - Schéma pracoviště s robotem Nachi MR20 [11].....	20
Obr. 10 - Schéma manipulačního vozíku	21
Obr. 11 - Schéma manipulátoru typu SCARA.....	22
Obr. 12 - Konceptní návrh portálového manipulátoru	23
Obr. 13 - Kinematické schéma.....	24
Obr. 14 - Prizmatický uchopovací prst	27
Obr. 15 - Rozklad sil při svislém pohybu vzhůru	27
Obr. 16 - Rozklad sil při vodorovném pohybu v ose polotovaru.....	28
Obr. 17 - Schéma rotace hlavice	30
Obr. 18 - Efektor Schunk EGA-W 25-045-P-N-B.....	31
Obr. 19 - Manipulační hlavice	32
Obr. 20 - Vstupní parametry pro výpočet převodu ozubeným řemenem – software Design Flex Pro.....	34
Obr. 21 - Schéma řemenového převodu.....	35
Obr. 22 – Řez platformou – uložení hřídele rotační osy B	36
Obr. 23 - Schéma sil na hřídeli osy B	37
Obr. 24 - Platforma vertikální osy Y.....	39
Obr. 25 - Výsuvné rameno osy Y.....	40
Obr. 26 Silové schéma pohonu a průběh rychlosti osy Y v závislosti na dráze	41
Obr. 27 - Sestava výsuvné osy Y	43
Obr. 28 - Pojezd osy Z – pohled zepředu.....	44



Obr. 29 – Silové schéma pohybu osy Z	45
Obr. 30 - Pojezd osy Z – pohled zezadu	46
Obr. 31 - Průmyslový tlumič rázů ACE [19]	47
Obr. 32 - Podélný nosník	47
Obr. 33 - Průhyb podélného nosníku	48
Obr. 34 - Stojina nosné konstrukce	49
Obr. 35 - Seřízení osy Z	50
Obr. 36 - Nosná konstrukce manipulátoru	50
Obr. 37 - Umístění energetických řetězů	51
Obr. 38 - Celkový pohled na navržené pracoviště	54

7.2. Seznam tabulek

Tab. 1- Návrh rozsahů pohybů manipulátoru	24
Tab. 2 - Pracovní cyklus s časovým rozvržením výměny	25

7.3. Seznam použité literatury

- [1]. Produktový katalog. SP Line – číslicové řízené soustruhy Kovosvit MAS.
[Online] [Citace: 16. listopad 2016]
Dostupné z: http://www.masmachinetools.com/storage/1_81_sp430cz-pl-web.pdf
- [2]. VOHAREK, Leopold. Konstrukce CNC strojů I. [Online]
[Citace: 18. listopad 2016]
Dostupné z: <http://dumy.cz/stahnout/80219>
- [3]. ADAMEC, Jaromír. *Technologie automatizovaných výrob.* Ostrava: VŠB -
- Technická univerzita, 2006. ISBN 80-248-0871-4.
- [4]. Dny otevřených dveří v CNC invest s.r.o. [Online] [Citace: 4. prosinec 2016]
Dostupné z: <http://www.industryonline.cz/cs/dny-otevrenych-dveri-v-cnc-invest-sro-od-24--2611-tema-327/>
- [5]. Okuma 2SP-250H. [Online] [Citace: 20. prosinec 2016]
Dostupné z: <https://www.okuma.com/2sp-250h>
- [6]. Horizontální překladač KBH CZ [Online] [Citace: 20. prosinec 2016]
Dostupné z: <http://www.kbhcz.cz/horizontalni-prekladac.html>



- [7]. HAUMER, Zdeněk. Šetřete svoje síly! MM Průmyslové spektrum [online]. 2015 / 4 [vid. 2015-04-08]. ISSN 1212-2572.
Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/setrete-svoje-sily.html>
- [8]. Víceosé pohony a manipulátory. REM Technik. [Online] [Citace: 12. leden 2017]
Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/robotika/elektricke-pohony/vicose-pohony-a-manipulatory/vicose-pohony-a-manipulatory-541.html>
- [9]. Robotizovaná pracoviště Čelákovice. [Online] [Citace: 15. leden 2017]
Dostupné z: <http://www.edb.cz/firma-337223-cz-tech-celakovice>
- [10]. Elektronická učebnice ELUC. Roboty. [Online] [Citace: 15. leden 2017]
Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1358>
- [11]. VOJTAŠKO, Jozef. Trendy v robotice MM Průmyslové spektrum [online]. 2010 / 12 [vid. 2010-12-14]. ISSN 1212-2572.
Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/trendy-v-robotice.html>
- [12]. Paralelní efektor EGA-W 25-045-P-N-B. [Online] [Citace: 20. únor 2017]
Dostupné z: http://cz.schunk.com/cz_en/gripping-systems/product/40165-0332010-ega-w-25-045-p-n-b/
- [13]. Krokové motory EZI-SERVO PLUS-R. [Online] [Citace: 23. únor 2017]
Dostupné z: <http://www.raveo.cz/krokove-motory-zpetna-vazba-fastech>
- [14]. Určení velikosti ložiska SKF. [Online] [Citace: 28. únor 2017]
Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf
- [15]. Katalogový list – HGW. [Online] [Citace: 9. březen 2017]
Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg/18_vozik-hgw
- [16]. Ozubené tyče/pastorky. [Online] [Citace: 15. březen 2017]
Dostupné z: <http://www.graessner.at/cz/ozubene-hrebenty-pastorky.php>
- [17]. Servomotory řady TGH5. [Online] [Citace: 20. březen 2017]
Dostupné z: <http://www.tgdrives.cz/servomotory/servomotory-rady-tgh/tgh5/>
- [18]. Šnekové převodovky DYNABOX. [Online] [Citace: 22. březen 2017]
Dostupné z: <http://www.graessner.at/cz/snekove-prevodovky.php>
- [19]. Produktový katalog. Průmyslové tlumiče rázů. [Online] [Citace: 26. březen 2017]
Dostupné z: http://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/katalogy/ACE/2015_aktualni_katalogy/ACE-Katalog_2012_CZ_rev_2015.pdf



- [20]. Produktový konfigurátor NORD. [Online] [Citace: 29. březen 2017]
Dostupné z: https://www.nord.com/cms/cz/documentation/software/software_detail_90816.jsp
- [21]. Energetické řetězy E2 R100 e-tubes, řada R168. [Online]
[Citace: 1. duben 2017]
Dostupné z: http://www.igus.cz/iPro/iPro_01_0008_0010_CZcs.htm?c=CZ&l=cs
- [22]. TALÁCKO, Jaroslav, Jiří VOSTRÝ a Robert MATIČKA. *Průmyslové manipulátory a roboty II*. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1987. Stavba strojů.
- [23]. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

7.4. Seznam příloh

7.4.1. Textové přílohy

- Příloha 1 – Protokol řemenového převodu – software Design Flex (Gates)

7.4.2. Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy manipulátoru pro SP 430 BP-0212-00-00
- Výkres otočného uzlu BP-0212-01-00

7.4.3. Elektronické přílohy

- Text práce (.pdf)
- 3D model sestavy manipulátoru pro SP 430 (.STEP)
- 3D model sestavy manipulátoru pro SP 430 (.iam – Autodesk Inventor 2016)
- Výkres sestavy manipulátoru pro SP 430 (.pdf)
- Výkres otočného uzlu (.pdf)



Příloha 1: Protokol řemenového převodu – software Design Flex (Gates)



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex

Navrženo pro:		Zajišťuje: Petr Marek ČVUT, Fakulta strojní petr.marek@fs.cvut.cz 720 484 359 Telefon	
Applikace: Konstrukce #1			
VSTUP			
Info. o pohonu		Hnací	Hnaný
Poměr otáček: 3,24 Do pomala		Otáčky za minutu: 19,1	5,9 +/-4%
Výkon motoru: 17 W, Účinnost: 92,00 %		Maximální obvodová rychlost: 33 m / s	33 m / s
Provozní faktor: 1,6		Max. průměr: Neurčeno	140 mm
Konstr. výkon: 27 W		Průměr hřídele: 14 mm	Neurčeno
Středová vzdálenost: 120 mm +/-10%		Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Minimální díra	
Stand. motoru: Elektrický motor		Kontrolované řemeny: Poly Chain Carbon Volt, Poly Chain Carbon	
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene: PowerGrip GT3 - 5MGT	Řemen	Hnací	Hnaný
	Díl č.: 475-5MGT3-15	22-5MR-15	72-5MR-15
Poměr otáček: 3,27 Do pomala	Produkt č.: 9400-55222		
Rychlost hnaná: 5,8	Horní šířka: --	30,00 mm	30,00 mm
Nominální výkon: 26 W	Hmotnost: 29 g	--	--
Na hřídel: 610 N	Obv. rychl. m/s: 0,0 m / s	0,0 m / s	0,0 m / s
Středová vzdálenost: 112,9 mm	Otáčky za minutu: 4,4	19,1	5,8
Instalační tolerance: 98,44 mm až 113,7 mm	Pouzdro položka č.: --	Minimální díra	1610
	Díra: --	--	12,7 mm - 42,0 mm
	Bolt točivého momentu: --	--	20 Nm
	Rozečtný průměr: --	35,01 mm	114,6 mm
NAPĚTÍ			
Nový řemen	Použitý řemen	Pokud plánujete demontáž použitých řemenů, změřte a zaznamenejte napětí před demontáží a napněte řemen na původní napětí.	
Statické napětí (na drážku/žebro): 295 až 325 N	207 až 236 N		
Statický Belt Pull (Celková síla): 565 až 621 N	395 až 452 N		
Průhyb na drážku/žebro: 2,00 mm	2,00 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebro: 2,7 až 3,0 kgf	2,0 až 2,3 kgf		
Sonic - měřič napětí: 295 až 325 N	207 až 236 N	Nastavení Sonicu:	
Frekvence řemene: 327 až 343 Hz	274 až 292 Hz	Hmoty 4,1g / m, Šířka: 15 mm/#R, Rozpětí: 106 mm	
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Motážní přesnost vychází ze zadaného rozsahu osových vzdáleností. - Hnací řemenice musí mít požadovaný průměr díry. Počítejte s delší dobou výroby.. - Hnací řemenice; hřídel by měla odpovídat volnému uložení H8. Hřídel musí vniknout na 100%. - Řidič řemenice musí přírubu 			
Tato zpráva: (1) se vztahuje pouze na produkty Gates; (2) obsahuje důvěrné informace; (3) lze poskytnout pouze na podporu prodeje nebo údržbu našich výrobků; a (4) není zárukou výkonnosti.			
Výrobky Brány nejsou navrženy, vyrobeny nebo zkušeny pro použití v aplikacích letadel, včetně letadel, vrtule nebo rotoru pohonné systémy, a všechny osazené nebo bezpilotních vzdušných prostředcích všeho druhu. Zvedací a Brzdové systémy mají zvláštní ohledy. Kupující má výlučnou odpovědnost za výběr a testování produktů pro každé zamýšlené použití.			
Tato zpráva a jakýkoli výrobek uvedený v této zprávě se vztahují Gates Standardních podmínkách prodeje, včetně všech odmítnutí odpovědnosti, vyloučení a omezení záruky, vyjádřené nebo předpokládané. Tyto podmínky lze nalézt na ww2.gates.com/terms-of-sale ~pobj.			