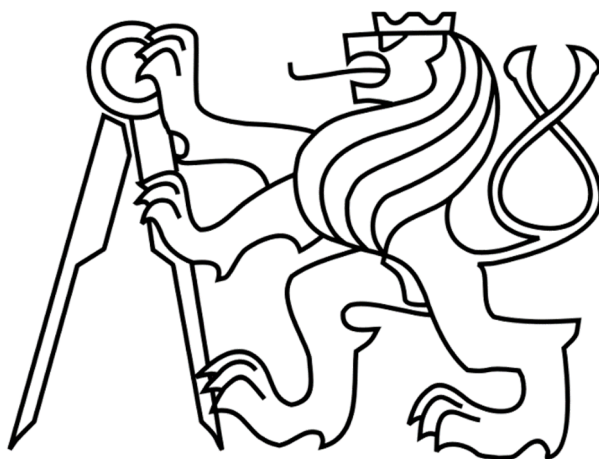


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh paletové výměny pro stroj MCU 450V-5X

2018

Bc. Petr Seidel

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Seidel** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **419777**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh paletové výměny pro stroj MCU 450V-5X

Název diplomové práce anglicky:

MCU 450-5X Pallet Handling Design

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Předmětem diplomové práce je návrh bezobslužné paletové výměny pro stroj MCU 450V-5X pro maximální hmotnost obrobku 380 kg včetně palety. Maximální čas výměny palety je požadován 1 min.; Osnova práce: 1. Úvod, 2. Rešerše stávajících řešení a jejich zhodnocení, 3. Návrhy konstrukčních řešení, 4. Návrh vybrané varianty paletové výměny včetně návrhových a kontrolních výpočtů a 3D modelu, 5. Výkresové dokumentace, 6. Zhodnocení; Rozsah grafické části: 3D model sestavy paletové výměny, výkres sestavy paletové výměny a dva výrobní výkresy hlavních součástí; Rozsah textové části : 60 - 80 stran.

Seznam doporučené literatury:

KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA. Základy stavby výrobních strojů : určeno pro stud. fak. strojní. Praha: České vysoké učení technické, 1986.; MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jaroslav Červenka, ústav výrobních strojů a zařízení FS

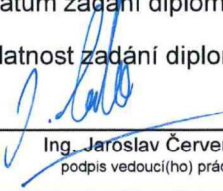
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


Ing. Ondřej Kubera, KOVOSVIT MAS

Datum zadání diplomové práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2018**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2018**


Ing. Jaroslav Červenka
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. Petr Kolář, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.2018

Datum převzetí zadání

Seidel

Podpis studenta



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou 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 25.5.2018

.....

podpis



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce Ing. Jaroslavovi Červenkovi za ochotu a trpělivost při pravidelných konzultacích a za mnoho užitečných rad a námětů.

Velký dík patří konzultantovi diplomové práce z firmy *KOVOSVIT MAS* Ing. Ondřeji Kuberovi, který mi poskytl mnoho důležitých informací a různých vysvětlení.

Také bych chtěl poděkovat zaměstnancům a kolegům z *RCMT* Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. a Ing. Tomáši Lazákovi za pomoc při návrhu hydraulického pohonu zdvihu manipulátoru. Mé díky patří i Ing. Janu Moravcovi, Ph.D. za poskytnuté informace a praktické rady, které jsem využil při návrhu pohonů pohybových os. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Okénkovi za základní seznámení se softwarem *ANSYS* a pomoc při vyhodnocení pevnostní analýzy metodou konečných prvků.

Nakonec chci poděkovat svým rodičům a prarodičům za podporu a zázemí, jimiž mi umožňují bezstarostné studium.



Anotace

<u>Autor:</u>	Bc. Petr Seidel
<u>Název diplomové práce:</u>	Návrh paletové výměny pro stroj MCU 450V-5X
<u>Rozsah práce:</u>	110 stran, 101 obrázků, 1 tabulka
<u>Akademický rok:</u>	2017/2018
<u>Fakulta/ústav:</u>	Fakulta strojní
<u>Katedra/ústav:</u>	Ústav výrobních strojů a zařízení
<u>Vedoucí diplomové práce:</u>	Ing. Jaroslav Červenka
<u>Konzultant:</u>	Ing. Ondřej Kubera
<u>Zadavatel:</u>	Ústav výrobních strojů a zařízení
<u>Využití:</u>	Automatická výměna obrobků pro obráběcí centrum
<u>Klíčová slova:</u>	automatická výměna obrobků, automatická výměna palet, manipulátor, výměník, zdvih, konstrukce, paleta, obráběcí centrum, MCU 450V-5X
<u>Anotace:</u>	Diplomová práce se zabývá návrhem bezobslužné paletové výměny ke stroji MCU 450V-5X pro maximální hmotnost obrobku 380 kg včetně palety. Požadovaná maximální doba výměny je jedna minuta. Úvod práce je věnován analýze stávajících řešení automatické výměny obrobků, z níž vyplývají návrhy možných variant. Zvolená varianta je následně konstrukčně zpracována. Práce zahrnuje návrh kinematiky a integraci do stroje. Hlavní částí práce tvoří konstrukční návrh řešení, základní výpočtová a výkresová dokumentace.



Annotation

<u>Author:</u>	Bc. Petr Seidel
<u>Title of thesis:</u>	MCU 450V-5X Pallet Handling Design
<u>Extent:</u>	110 pages, 101 figures, 1 table
<u>Academic year:</u>	2017/2018
<u>Faculty:</u>	Faculty of Mechanical Engineering
<u>Department:</u>	Department of Production Machines and Equipment
<u>Supervisor:</u>	Ing. Jaroslav Červenka
<u>Consultant:</u>	Ing. Ondřej Kubera
<u>Owner:</u>	Department of Production Machines and Equipment
<u>Application:</u>	Automatic pallet changer system for machining center
<u>Keywords:</u>	automatic pallet changer, manipulator, handler, lift, construction, design, pallet, machining center, MCU 450V-5X
<u>Annotation:</u>	<p>The diploma thesis deals with the design of an automatic pallet changer system for the MCU 450V-5X. The maximum workpiece weight is 380 kg including the pallet. The required maximum replacement time is one minute. The beginning of this work is devoted to the analysis of existing solutions for automatic workpiece exchange, which suggests possible variants. The selected variant is subsequently engineered. The work involves the design of kinematics and integration into the machining center. The main parts of the thesis are design solution, basic calculations and drawing documentation.</p>



Obsah

Přehled použitých veličin a jednotek.....	9
1 Úvod.....	15
1.1 Stroj MCU 450V-5X.....	15
2 Stav řešené problematiky	18
2.1 Automatická výměna obrobků.....	18
2.2 Systémy automatické výměny palet	20
2.2.1 Technologické palety	21
2.2.2 Strojní palety.....	22
2.2.3 Upínání palet.....	23
2.2.4 Manipulace s paletami.....	24
2.2.5 Zásobníky palet	26
2.2.6 Výrobci	27
2.3 Systémy AVO bez palet	38
2.4 Společnost KOVOSVIT MAS.....	41
2.5 Závěry z rešerše.....	42
3 Vlastní řešení.....	43
3.1 Návrhy konstrukčních řešení.....	43
3.1.1 Otočný výměník	44
3.1.2 Lineární manipulátor	45
3.1.3 Průmyslový robot.....	46
3.2 Návrh vybrané varianty.....	48
3.2.1 Parametry pohybových os	49
3.2.2 Pracovní cyklus AVP	51
3.3 Paleta.....	53
3.3.1 Manipulace s paletou.....	53
3.3.2 Upínání palety.....	54
3.3.3 Odkládací místo	55
3.4 Rotační osa	57
3.4.1 Zatížení.....	61
3.5 Zdvih.....	62



3.5.1	Hydraulický válec	63
3.5.2	Hydraulický obvod	64
3.6	Lineární osa	66
3.7	Polohování manipulátoru.....	69
3.8	Zástavbový prostor paletové výměny	70
3.8.1	Návrh krytování.....	71
3.8.2	Rotační zásobník palet	73
4	Výpočtová část	74
4.1	Rotační osa	74
4.1.1	Převodovka	75
4.1.2	Motor	79
4.2	Zdvih	82
4.2.1	Hydraulický válec	82
4.2.2	Vedení zdvihu.....	85
4.3	Lineární osa	88
4.3.1	Lineární vedení.....	88
4.3.2	Ozubený hřeben a pastorek.....	95
4.3.3	Motor	96
4.4	Výpočet nosiče palet	98
5	Závěr	102
Seznamy		103
Seznam použité literatury		103
Seznam obrázků		107
Seznam příloh		110



Přehled použitých veličin a jednotek

C [N]	-maximální dovolené zatížení
C_0 [N]	-statická únosnost
C_{100} [N]	-dynamická únosnost
C_{eff} [N]	-efektivní nosnost na jeden valivý prvek vedení zdvihu
d [mm]	-průměr pístnice
d_0 [mm]	-průměr roztečné kružnice pastorku
D [mm]	-průměr pístu
$D_{pož}$ [mm]	-požadovaný průměr pístu
E [GPa]	-Youngův modul
F [kN]	-síla působící na nosník
F_{1p} [N]	-tíha jedné palety včetně obrobku
F_{2p} [N]	-tíha dvou palet včetně obrobků
F_a [N]	-axiální zatížení rotační osy
$F_{a\ max}$ [N]	-maximální dovolené axiální zatížení převodovky rotační osy
$F_{celk\ poh}$ [N]	-celková tíha pohybujících se hmot
F_{dov} [kN]	-dovolené zatížení pístnice hydromotoru
F_{lin} [N]	-tíha lineární osy
F_o [N]	-obvodová síla působící na pastorek lineární osy
F_{ra} [N]	-průměrné radiální zatížení výstupního ložiska převodovky rotační osy
$F_{rot+zdvih}$ [N]	-tíha rotační osy a zdvihu
F_{rR} [N]	-jmenovité radiální zatížení výstupního ložiska převodovky rotační osy
F_{v2B} [kN]	-maximální povolená posuvová síla při zrychlování lineární osy
$F_{zdvih(max.)}$ [N]	-maximální tíha působící na hydromotor zdvihu
$F_{zdvih(min.)}$ [N]	-minimální tíha působící na hydromotor zdvihu
g [m/s ²]	-tíhové zrychlení



H [mm]	-celková délka přesahů kolejnic vedení zdvihu při maximálním zdvihu
i [-]	-převodový poměr převodovky rotační osy
i_p [-]	-převodový poměr planetové převodovky lineární osy
$I_{b(\text{lin})}$ [kg.m ²]	-moment setrvačnosti brzdy motoru lineární osy
I_c [kg.m ²]	-celkový moment setrvačnosti rotujících hmot
$I_{\text{mot}(\text{celk})\text{lin}}$ [kg.m ²]	-celkový moment setrvačnosti motoru lineární osy
$I_{\text{mot}(\text{lin})}$ [kg.m ²]	-moment setrvačnosti motoru lineární osy
$I_{\text{mot}(\text{rot})}$ [kg.m ²]	-moment setrvačnosti motoru rotační osy
I_n [kg.m ²]	-moment setrvačnosti nosiče palet
I_o [kg.m ²]	-moment setrvačnosti obrobku
I_p [kg.m ²]	-moment setrvačnosti palety
I_{pos} [kg.m ²]	-moment setrvačnosti posuvných hmot redukováný na hřídel motoru lineární osy
$I_{\text{pre}(\text{lin})}$ [kg.m ²]	-moment setrvačnosti planetové převodovky lineární osy
$I_{\text{pre}(\text{rot})}$ [kg.m ²]	-moment setrvačnosti převodovky rotační osy
$I_{\text{red}(\text{lin})}$ [kg.m ²]	-celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru lineární osy
I_x [mm ⁴]	-kvadratický moment průřezu
k [hod]	-jmenovitá životnost převodovky rotační osy
K_t [mm]	-nosná délka klece vedení zdvihu
K [mm]	-celková délka klece vedení zdvihu
l [mm]	-délka nosníku
l_{0-3} [m]	-charakteristické rozměry lineárního vedení
l_o [m]	-vzdálenost těžiště obrobku od osy rotace nosiče palet
l_p [m]	-vzdálenost těžiště palety od osy rotace nosiče palet
l_r [mm]	-redukováná délka pístnice hydromotoru
L [mm]	-délka kolejnice vedení zdvihu
L_h [hod]	-vypočítaná životnost převodovky rotační osy
L_{hr} [hod]	-vypočítaná životnost výstupního ložiska převodovky rotační osy



L_m [m]	-vypočítaná životnost vedení zdvihu
L_{nom} [m]	-vypočítaná životnost lineárního vedení
m [mm]	-modul ozubení
$m_{celk(poh)}$ [kg]	-celková hmotnost pohybujících se hmot
m_h [kg]	-hmotnost hydromotoru
m_m [kg]	-hmotnost základu manipulátoru
$m_{mot lin}$ [kg]	-hmotnost motoru lineární osy
$m_{mot rot}$ [kg]	-hmotnost motoru rotační osy
m_n [kg]	-hmotnost nosiče palet
m_o [kg]	-maximální hmotnost obrobku
m_p [kg]	-hmotnost palety
$m_{pre rot}$ [kg]	-hmotnost převodovky rotační osy
m_r [kg]	-hmotnost rámu převodovky rotační osy
$m_{zdvih max}$ [kg]	-maximální hmotnost působící na hydromotoru zdvihu
$m_{zdvih min}$ [kg]	-minimální hmotnost působící na hydromotoru zdvihu
M [Nm]	-požadovaný krouticí moment pohonu lineární osy
M_{2B} [Nm]	-maximální přípustný moment při zrychlování lineární osy
$M_{c allow}$ [Nm]	-přípustný klopný moment na převodovce rotační osy
$M_{c max}$ [Nm]	-maximální dovolený klopný moment na převodovce rotační osy
M_{eff*} [Nm]	-efektivní moment motoru rotační osy
M_k [Nm]	-maximální klopný moment působící na nosič palet
M_{max} [Nm]	-maximální moment motoru
M_{mot} [Nm]	-požadovaný moment motoru lineární osy při zrychlování
$M_{mot(a1)}$ [Nm]	-požadovaný moment motoru rotační osy při zrychlování
$M_{mot(a2)}$ [Nm]	-požadovaný moment motoru rotační osy při zpomalování
$M_{mot(v)}$ [Nm]	-moment motoru rotační osy při konstantní rychlosti otáčení
M_n [Nm]	-jmenovitý moment motoru
$M_{poz(mot)lin}$ [Nm]	-potřebný moment na hřídeli motoru lineární osy
M_t [Nm/arcmin]	-klopná tuhost převodovky rotační osy



n_1 [ot/min]	-průměrná vstupní rychlost rotační osy při zrychlování
n_2 [ot/min]	-vstupní rychlost rotační osy při konstantním pohybu
n_3 [ot/min]	-průměrná vstupní rychlost rotační osy při zpomalování
n_a [ot/min]	-průměrná vstupní rychlost rotační osy
n_{ef} [ot/min]	-efektivní rychlost převodovky rotační osy
n_{m*} [ot/min]	-průměrná rychlost motoru rotační osy
n_{max} [ot/min]	-maximální vstupní rychlost převodovky rotační osy
$n_{max\ mot}$ [ot/min]	-maximální otáčky motoru
n_{mot} [ot/min]	-požadované otáčky motoru lineární osy při konstantní rychlosti posuvu
$n_{mot(v)}$ [ot/min]	-požadované otáčky motoru rotační osy při konstantní rychlosti otáčení
n_n [ot/min]	-jmenovité otáčky motoru
n_{out} [ot/min]	-průměrná výstupní rychlost převodovky rotační osy
n_{pas} [ot/min]	-otáčky pastorku lineární osy
n_R [ot/min]	-jmenovitá vstupní rychlost převodovky rotační osy
$p_{dolů(max.)}$ [MPa]	-maximální potřebný tlak pro pohyb pístu dolů
$p_{nahoru(max.)}$ [MPa]	-maximální potřebný tlak pro pohyb pístu nahoru
$p_{nahoru(min.)}$ [MPa]	-minimální potřebný tlak pro pohyb pístu nahoru
p_{red} [MPa]	-tlak redukčního ventilu
P [N]	-dynamické ekvivalentní zatížení
P_{1-4} [N]	-zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení
P_n [kW]	-jmenovitý výkon motoru
P_{pas} [kW]	-výkon přenášený pastorkem lineární osy
$Q_{dolů}$ [l/min]	-průtok hydromotorem při pohybu pístu dolů požadovanou rychlostí
Q_{max} [l/min]	-maximální průtok hydraulického agregátu
Q_{nahoru} [l/min]	-průtok hydromotorem při pohybu pístu nahoru požadovanou rychlostí
R_A [-]	-celkový počet valivých elementů v kleci vedení zdvihu



R_T [-]	-počet valivých elementů klece vedení zdvihu pod trvalým zatížením
R_{Tmin} [-]	-korekční činitel
s_1 [m]	-dráha ujetá při zrychlování lineární osy
s_2 [m]	-dráha ujetá při konstantní rychlosti lineární osy
s_3 [m]	-dráha ujetá při zpomalování lineární osy
s_{celk} [m]	-celková ujetá dráha lineární osy
S_0 [-]	-statický faktor spolehlivosti
$S_{píst}$ [mm ²]	-plocha pístu
$S_{pístnice}$ [mm ²]	-plocha pístnice
t_1 [s]	-doba zrychlování rotační osy
t_2 [s]	-doba konstantní rychlosti rotační osy
t_3 [s]	-doba zpomalování rotační osy
t_4 [s]	-doba nečinnosti rotační osy
t_c [s]	-celková doba pracovního cyklu paletové výměny
T_1 [Nm]	-výstupní moment rotační osy při zrychlování
T_2 [Nm]	-výstupní moment rotační osy při konstantní rychlosti
T_3 [Nm]	-výstupní moment rotační osy při zpomalování
T_a [Nm]	-průměrný výstupní moment rotační osy
T_R [Nm]	-jmenovitý výstupní moment převodovky rotační osy
v [m/s]	-rychlost posuvu lineární osy
$v_{dolů(max.)}$ [m/s]	-maximální rychlost zdvihu hydromotoru při pohybu dolů a při maximálním průtoku
$v_{nahoru(max.)}$ [m/s]	-maximální rychlost zdvihu hydromotoru při pohybu nahoru a při maximálním průtoku
$v_{pož}$ [m/s]	-požadovaná rychlost zdvihu hydromotoru
y_{max} [mm]	-maximální průhyb nosníku
α [rad/s ²]	-úhlové zrychlení rotační osy
$\alpha_{mot(lin)}$ [rad/s ²]	-požadované úhlové zrychlení na hřídeli motoru lineární osy



Δs [μm]	-lineární vůle pastorku lineární osy
η_p [-]	-tlaková účinnost
$\eta_{p(\text{lin})}$ [-]	-účinnost planetové převodovky lineární osy
$\eta_{p(\text{rot})}$ [-]	-účinnost převodovky rotační osy
Θ [arcmin]	-úhel vychýlení výstupní příruby převodovky rotační osy
π [-]	-číslo pí
ρ [kg/m^3]	-hustota



1 Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout paletovou výměnu ke stroji MCU 450V-5X. Práce bude zahrnovat návrh kinematiky a integraci do stroje. Hlavní částí práce budou sestávat z konstrukčního návrhu řešení, návrhových a kontrolních výpočtů a výkresové dokumentace. Do výkresové dokumentace bude zařazen výkres sestavy paletové výměny a dva výrobní výkresy hlavních součástí. Začátek práce bude věnován analýze stávajících řešení automatické výměny obrobků (AVO), z níž vyplynou návrhy možných variant řešení paletizace. Při zpracovávání řešení budu čerpat z řešení AVO různých výrobců obráběcích strojů. Zvolená varianta paletizace bude postupně v dalších částech práce konstrukčně zpracována a bude vytvořen 3D model sestavy paletové výměny.

Ze zadání plyne, že maximální hmotnost obrobku bude 380 kg včetně palety. Manipulátor tedy bude dimenzován na minimální nosnost 380 kg. Maximální obrobek upínaný na paletu bude průměru 450 mm, výšky 285 mm a hmotnosti 300 kg. Paleta bude čtvercová 400x400 mm. Požadovaná maximální doba výměny palet je stanovena na jednu minutu.

Dále je kladen požadavek na to, aby celá paletizace byla umístěna v zadní části stroje pod zásobníkem nástrojů. Manipulátor pro výměnu palet bude navržen s ohledem na co nejmenší zástavbu. Práce bude zahrnovat také návrh úpravy vnitřního a vnějšího krytování stroje. Pracovní prostor stroje musí být v době obrábění zakrytý od paletové výměny.

1.1 Stroj MCU 450V-5X

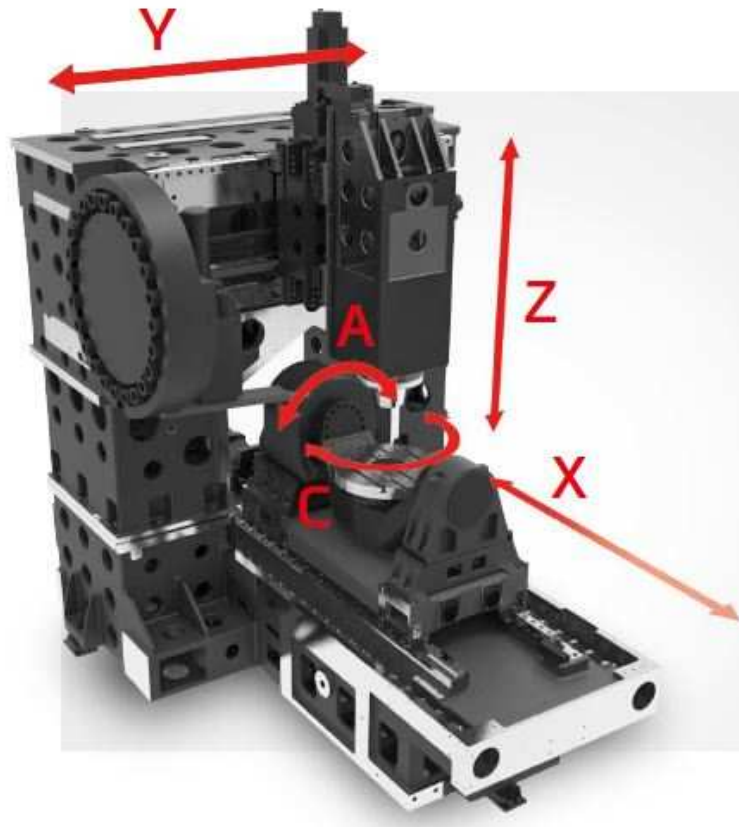
MCU 450V-5X (viz obrázek 1) je nový stroj z produkce společnosti *KOVOSVIT MAS*. Světovou premiéru si odbyl v rámci Mezinárodního strojírenského veletrhu 2017 v Brně [1].



Obrázek 1: Stroj MCU 450V-5X [2]

Jedná se o multifunkční pětiosé vertikální obráběcí centrum. Stroj je schopen kontinuálního obrábění v pěti osách. Ve variantě stroje s označením *MCU 450VT-5X* je kromě frézování umožněno také vnější, čelní a vnitřní soustružení. Stroj disponuje samonosným litinovým ložem kotveným na třech bodech a vyznačuje se vysokou tuhostí konstrukce a přesností. Konstrukce je teplotně symetrická s chlazením klíčových komponent. K dispozici je široká nabídka vřetenových jednotek a upínání. Řídicí systém může být buď *SIEMENS*, nebo *HEIDENHAIN* [2].

Obrobek koná pohyb ve třech osách *X*, *A*, *C* a vřeteno se pohybuje v osách *Y* a *Z* (viz obrázek 2). Rotační osy *A* a *C* jsou poháněny prstencovými motory (torque motory). Stroj je vhodný pro výrobu malých až středně velkých součástí do průměru 520 mm. Dovolené zatížení stolu při frézování je 500 kg [2].



Obrázek 2: MCU 450V-5X – lineární a rotační osy [2]

Tabulka 1.1: MCU 450V-5X – parametry lineárních a rotačních os [2]

	Rozjezdy [mm]	Rychloposuv [mm/min]	Zrychlení [mm/s ²]
Osa X	450	60 000	6 000
Osa Y	800		
Osa Z	400		
	Rozsah otáčení [°]	Max. otáčky [min ⁻¹]	
Osa A	± 120	100	
Osa C	360	200	
Osa C (VT-5X)		1 500	

Celkový maximální příkon stroje činí 55 kVA. Rozměry stroje jsou 3800x3800x3140 mm a hmotnost stroje je 14 tun [2].



2 Stav řešené problematiky

2.1 Automatická výměna obrobků

Manuální upínání obrobků na pracovní stůl CNC stroje je velmi neekonomické, protože během této doby stroj nepracuje. Systémy automatické výměny obrobků (AVO) tyto vedlejší neproduktivní časy snižují a zvyšují tak produktivitu výrobních strojů, na kterou je v dnešní době kladen velký důraz. To samé se dá říci i o systémech automatické výměny nástrojů (AVN). Z tohoto důvodu se dnes již značné množství výrobců obráběcích strojů touto problematikou zabývá a nabízí své stroje ve variantách se systémy AVO a AVN. Existuje celá řada variant a konstrukčních řešení, jak takové automatizace pomocí různých prostředků a zařízení dosáhnout [3].

Automatická výměna obrobků velmi úzce souvisí s vyššími typy výrob, než je výroba kusová [5].

Výrobní stroje vybavené systémy AVO jsou schopné pracovat v nepřetržitém provozu. Výrazně se také sníží prodlevy stroje během výměny obrobků. Například paletové systémy umožňují centrálně uskladnit množství polotovarů i dokončených výrobků a připravit tak výrobní proces na určitou dobu dopředu [3].

Na automatickou výměnu obrobků je kladeno několik hlavních požadavků:

- rychlost výměny obrobku;
- přesnost zakládání obrobku;
- bezpečnost upnutí;
- možnost volného obrábění z pěti stran;
- minimalizování deformací obrobku při upnutí [3].

Obrobek se může pohybovat ve výrobním procesu:

- volně;
- na technologické paletě (nosné desce);
- na strojní paletě;
- na speciálních upínačích a přípravcích [5].

Jeden ze způsobů zkrácení vedlejších časů vlivem ustavování obrobku je využití dvou, popř. více pracovních prostorů vedle sebe při obrábění velkých a těžkých dílců. Takovéto pracovní prostory mohou být tvořeny jednou velkou upínací deskou. Stroj na pohyblivém rámu tak může obrábět ve všech prostorech. Zatímco se na jednom místě

obrábí, na druhém se provádí seřizování dalšího obrobku. Pro bezpečnost obsluhy by měly být tyto dva prostory navzájem odděleny [5].

Příklad zdvojeného pracovního prostoru je vidět na obrázku 3.



Obrázek 3: Princip zdvojeného pracovního prostoru (Rattler) [5]

Nejčastěji využívaný princip AVO je však založen na pohybu obrobku do pracovního prostoru a z něj [5].

Existuje mnoho konstrukčních řešení uplatňovaných na základě druhu obrobku, jeho rozměrech a váze, typu stroje, požadované rychlosti a přesnosti výměny obrobku a množstvím vyráběných kusů [5].

Způsob manipulace s obrobkem bývá nejčastěji volen na základě jeho rozměrů a váhy. U malých a rotačních obrobků se většinou manipuluje přímo s obrobkem například pomocí průmyslových robotů. Malé a středně velké nerotační obrobky se obvykle upínají na technologické palety. Těžké obrobky je snaha upínat na paletu a do stroje je zakládat různými jednoúčelovými manipulátory. U těžkých a rozměrných obrobků může být výměna dílců provedena také pomocí jeřábu [6].

Automatickou výměnou nerotačních obrobků pomocí různých řešení paletových výměn včetně skladování palet se zabývá značná část výrobců [3]. Tito výrobci i s příklady řešení jsou uvedeni v kapitole 2.2.6.

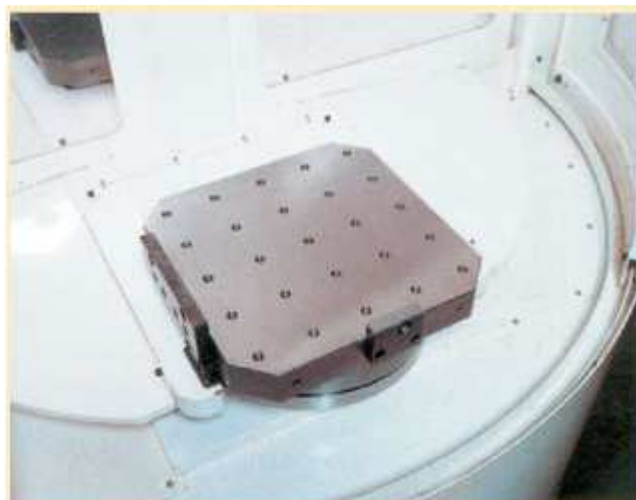
Obrobek se upíná na paletu mimo pracovní prostor stroje a samotná výměna palet poté probíhá zcela automaticky bez nutnosti lidského zásahu [4].

Použití palet při automatické výměně obrobků se nejčastěji využívá při obrábění součástí skříňového tvaru. U menších rotačních součástí a hřídelových obrobků se k výměně používají spíše různé průmyslové roboty a manipulátory s možností skladování polotovarů v zásobnících. V dnešní době se postupně zvyšují kapacity zásobníků obrobků a roboty se stále častěji využívají k manipulaci i s rozměrnějšími skříňovými obrobky a paletami [4].

2.2 Systémy automatické výměny palet

Stroje využívající systémů automatické výměny palet (AVP) mají ve většině případů jeden pracovní stůl, na kterém probíhá výměna palet. Na stole je situován upínač palet [4].

Mezi další způsoby výměny palet patří využití otočného dvojstolu se dvěma paletami, jako je vidět na obrázku 4. Výměna obrobku se v těchto případech nejčastěji uskutečňuje stále ze stejného místa. Paleta je v pracovním prostoru stroje od druhé palety oddělena stěnou, což zaručí možnost upnutí nového obrobku během obráběcího procesu. Tento systém lze navíc doplnit o zásobník palet. Manipulaci s paletami mezi strojem a zásobníkem uskutečňují různé manipulátory [4].



Obrázek 4: AVO s otočným stolem a paletami (Kitamura) [4]

Malá centra na nerotační součásti, která jsou určená pro produkční výrobu, mohou také využívat výměny obrobků na nosných deskách (obr. 5). Manipulátor zde koná translační pohyb a vyjímá desku ze stroje. Typické nosné desky zde mají zcela hladkou spodní plochu, po které se pohybují. Pohyb desek mezi jednotlivými stroji mohou zajišťovat například pásové dopravníky nebo válečkové tratě. Poloha je kontrolována pomocí senzorů. Přísunu obrobků do pracovního prostoru napomáhají dorazy a narážky [5].



Obrázek 5: Nosná deska (MAG) [5]

2.2.1 Technologické palety

Technologická paleta představuje jakýsi mezičlánek s jednotnými upínacími plochami mezi strojem a obrobkem. Technologické palety se upínají na pracovní stůl stroje [4].

Technologických palet se využívá při problematickém upínání obrobků a většímu počtu vyráběných kusů. Konstrukce technologické palety a konstrukce upínacích mechanismů ve stroji musí být schopna zajistit přesné ustavení obrobku vzhledem k souřadnému systému stroje [5].

Vrchní připojovací plocha technologické palety bývá vybavena různými prvky pro upínání:

- Systém T-drážek – Tento systém umožňuje největší variabilitu pro ustavení a upnutí obrobku. Jednou z nevýhod je větší náročnost na výšku palety.
- Systém závitových otvorů – Závitové otvory tolik nenarušují celkovou tuhost palety. Nevýhodou je obtížné čištění otvorů od nečistot. Otvory lze ovšem opatřit zátkami.
- Systém lícovaných otvorů

[5]

2.2.2 Strojní palety

Upínače strojních palet jsou integrální součástí obráběcích strojů. Stroj tedy nedisponuje samotným pracovním stolem [5].

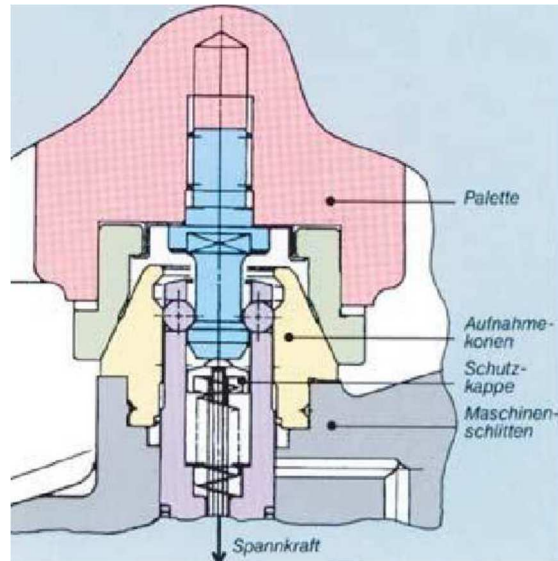
Obráběcí centra s paletovou výměnou obrobku obvykle tvoří jeden uzavřený celek. Strojní palety se oproti technologickým paletám vyznačují větší univerzálností, rozdílnou velikostí a jinými způsoby pro upínání na stroj. Vrchní upínací plocha palety bývá provedena obdobně, jako v případě technologických palet. I na strojní paletu bývají kladeny vysoké požadavky na tuhost a přesnost. Strojní paleta musí být schopna tuhého upnutí dílce, vlastní manipulace, zpevnění a opakovatelného přesného polohování v pracovním prostoru. Na palety se obrobky nejčastěji upínají pomocí mechanických upínek a šroubů. Obrobky však mohou být upnuty i hydraulicky. Finanční náročnost palet je velká z důvodu vysokých technických požadavků na palety a také vysoké pracnosti při jejich výrobě. Z těchto důvodů existují tendence k normalizaci připojovacích rozměrů palet. Výběr konkrétního konstrukčního provedení upínacího a zpevňovacího mechanismu je stále na výrobcu stroje [5].

Strojní palety se na stroj upínají pomocí tzv. upínacího základu palet. Může se jednat o křížové saně nebo otočný stůl. Tyto upínací základy palet jsou vhodné vždy pouze pro strojní palety určitého konstrukčního provedení. Na ploše upínacího základu se nacházejí polohovací a zpevňovací jednotky [5].

Pro upínání palet se využívají upínací čepy, které jsou umístěny na paletě. Upínače se nacházejí na upínacím základu palet na stroji. Paleta může být například hydraulicky uvolňována a pomocí pružiny upínána. Upínače bývají dovybaveny různými mechanickými zámkami. K přesnému ustavení lze také použít Hirthovo ozubení [5].

Upínání pomocí upínacích čepů:

Polohování palety je v případě na obrázku 6 zajištěno díky kuželové ploše, která dosedá na kuželový kroužek přišroubovaný k paletě.



Obrázek 6: Upínání palety pomocí upínacích čepů (Makino) [5]

2.2.3 Upínání palet

Německá společnost *RÖHM* nabízí upínací systém s nulovým bodem *POWER-GRIP*, který je k vidění na obrázku 7. Palety tohoto systému udržují přesnost upnutí a pevnost uchopení i při teplotních změnách. To je zajištěno díky kónickému středění s vyrovnávacím systémem. Nulový bod systému je zachován i po otočení stolu stroje [9].



Obrázek 7: Upínací systém POWER-GRIP [9]

Kromě lineárních manipulátorů jsou také velmi často využívány výměníky otočné (obr. 10). Výhodou otočných výměníků je možnost obsluhy více odkládacích míst z jedné pozice. Vzdálenost manipulátoru a jednotlivých odkládacích míst bývá konstantní [5].



Obrázek 10: AVP s rotačním zásobníkem palet (DMG) [4]

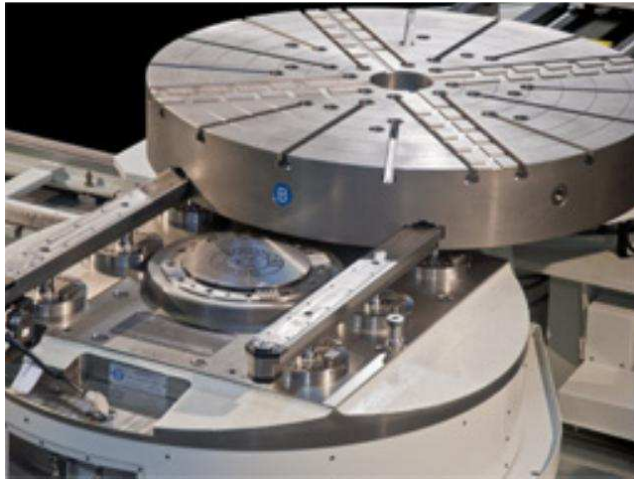
Přesouvání palety mezi manipulátorem a upínacím základem nebo zásobníkem palet může být zajištěno například prostřednictvím řetězu a čepu. Příklad řešení je vidět na obrázku 11. Přesouvání funguje díky vestavěnému čepu v jednom článku. Čep se při pohybu řetězu zaklesne do drážky na paletě [5].



Obrázek 11: Přesouvání palety pomocí řetězu a čepu [5]

U lehčích obrobků je zvednutí palety z upínacího základu uskutečněno pomocí manipulátoru, kdy velikost zdvihu je dána délkou upínacího čepu [5].

Těžké obrobky silami a klopnými momenty značně zatěžují rameno manipulátoru. Proto se v tomto případě využívá principu výškově nepřestavitelného manipulátoru, kdy se paleta pohybuje po vedení. Tento způsob manipulace s paletou je k vidění na obrázku 12. K přesnému ustavení dochází prostřednictvím středícího čepu. V upínacím základu stroje jsou umístěny hydraulické válce, které zajistí aretaci palety [5].



Obrázek 12: Manipulace s paletou pomocí vedení (Rotomors) [19]

2.2.5 Zásobníky palet

Zásobníky palet se mohou lišit kapacitou, úrovní řízení a správou. Obrobky na paletách bývají uloženy v několikapatrových regálových zásobnících, které obsluhují víceosé manipulátory. Důležitým prvkem různých skladů obrobků bývá modulárnost a možnost jejich rozšíření [5].

Na obrázku 13 je vidět věžový zásobník palet PC24 od firmy *Matsuura*. Další příklady zásobníků jsou uvedeny v následující kapitole 2.2.6.



Obrázek 13: Zásobník PC24 (Matsuura) [6]

2.2.6 Výrobci

Společnost **DMG MORI** nabízí množství různých řešení pro automatickou výměnu palet. Jedná se o *PH, AWC, RS, APC, RPP, CPP, LPP* [12]. Jednotlivá řešení budou popsána níže.

LPP (Linear Pallet Pool) značí paletový systém, který umožňuje obsluhovat více strojů. Palety je možné skladovat až na 99 odkládacích místech ve víceúrovňovém paletovém regálu. V jednom systému je umožněna manipulace se třemi různými velikostmi palet [12]. Toto řešení paletizace je na obrázku 14.



Obrázek 14: Linear Pallet Pool (DMG MORI) [20]

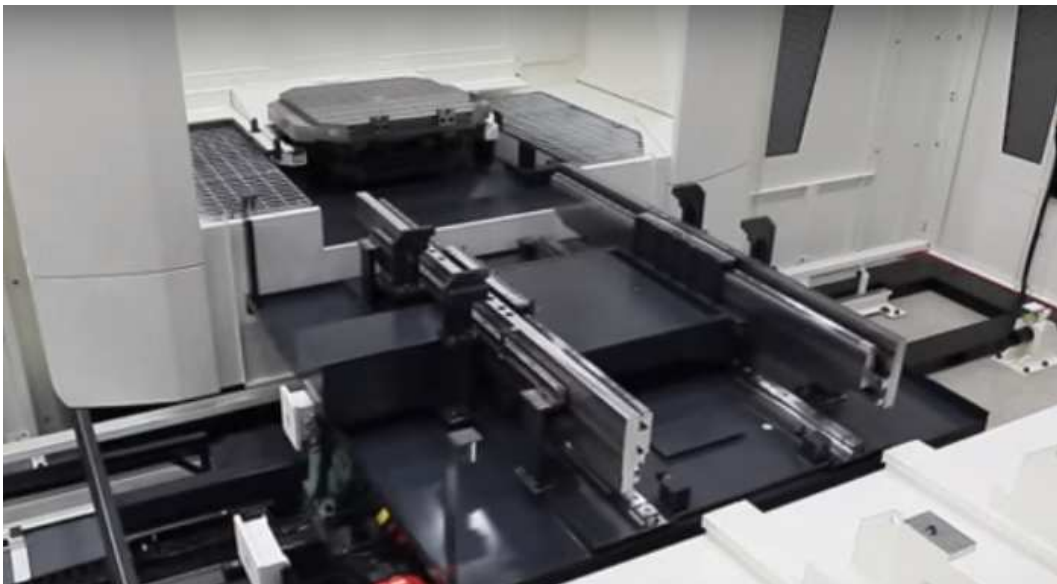
CPP (Carrier Pallet Pool) představuje jednoúrovňové řešení až pro 29 palet s možností dvou seřizovacích míst (obr. 15, 16 a 17) [12].



Obrázek 15: Carrier Pallet Pool (DMG MORI) [21]



Obrázek 16: CPP – manipulátor [12]

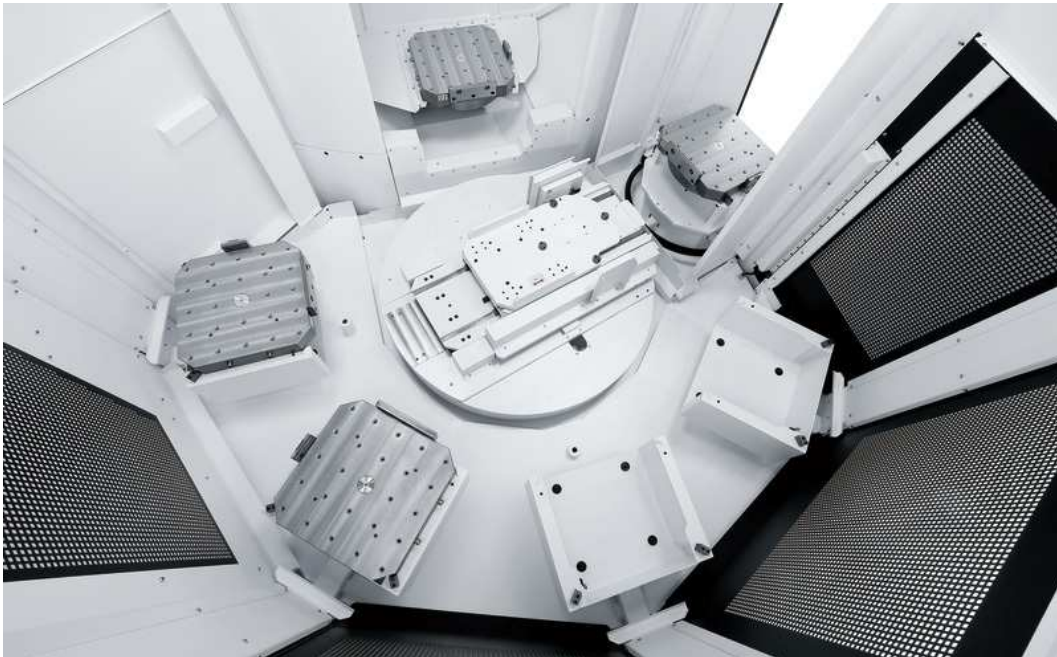


Obrázek 17: CPP – manipulátor [21]

RPP (Round Pallet Pool) je řešení pro jedno obráběcí centrum. Palety jsou čtvercové o rozměrech 400 nebo 500 mm. K dispozici je jedno seřizovací místo (obr. 18 a 19) [12].



Obrázek 18: Round Pallet Pool (DMG MORI) [12]



Obrázek 19: RPP – otočný výměník [22]

Zásobník **PH50/20** od firmy **DMG**, který využívá šestiosého průmyslového robota pro manipulaci s technologickou paletou s obrobkem o hmotnosti do 50 kg. **PH200/20** je určen pro obrobky do 200 kg. Kapacita zásobníku je v obou případech 20 míst [6]. Zásobník včetně robota je k vidění na obrázku 20.

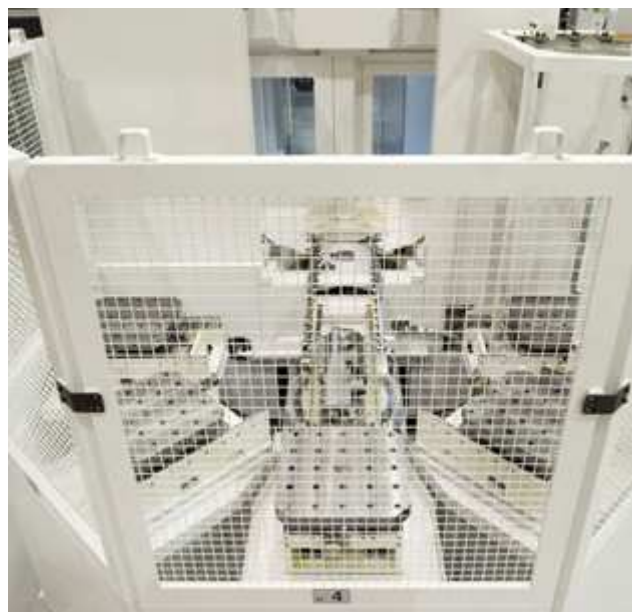


Obrázek 20: PH50/20 [6]

Japonská společnost **Okuma** nabízí modulární paletové systémy pro pružný výrobní systém *PALLETACE-C*, *PALLETACE-M* a paletové bazény. *PALLETACE-C* (viz obr. 21) dokáže propojit dvě obráběcí centra. *PALLETACE-M* disponuje vícevrstevným skladováním palet. Paletové bazény (obr. 22) jsou v konfiguraci pro 4 až 12 palet [13].



Obrázek 21: PALLETACE-C (Okuma) [13]



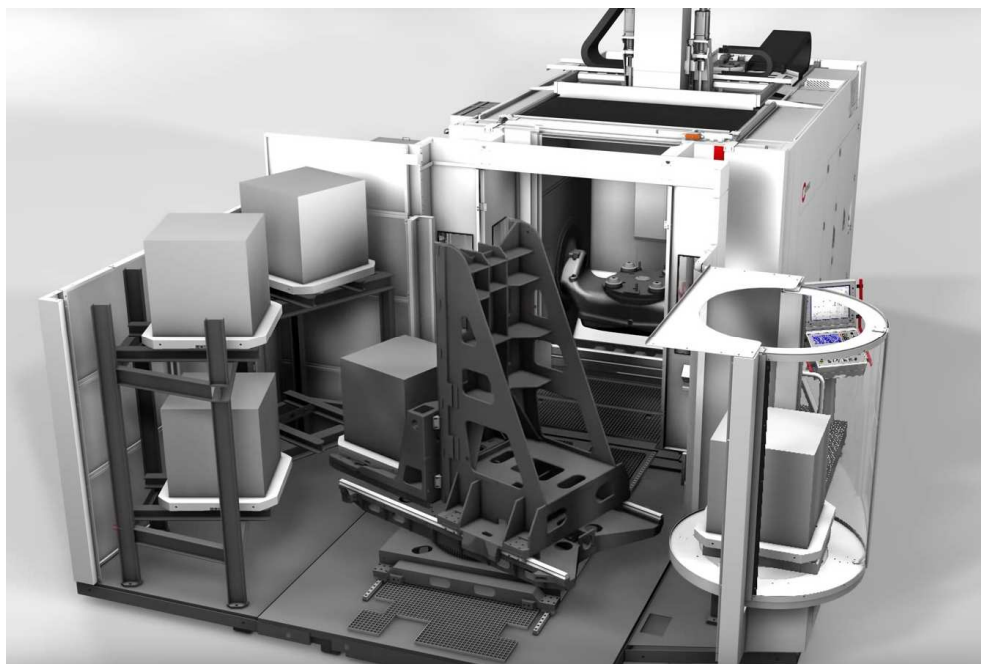
Obrázek 22: Paletový bazén (Okuma) [13]

Společnost **Mazak** nabízí řešení *MPP (Multi Pallet Pool)*. *MPP* existuje pro 10 nebo 16 palet a vyznačuje se relativně malou zástavbovou plochou. Firma se také zabývá pružnými výrobními systémy [14]. Řešení *MPP* je vyobrazeno na obrázku 23.

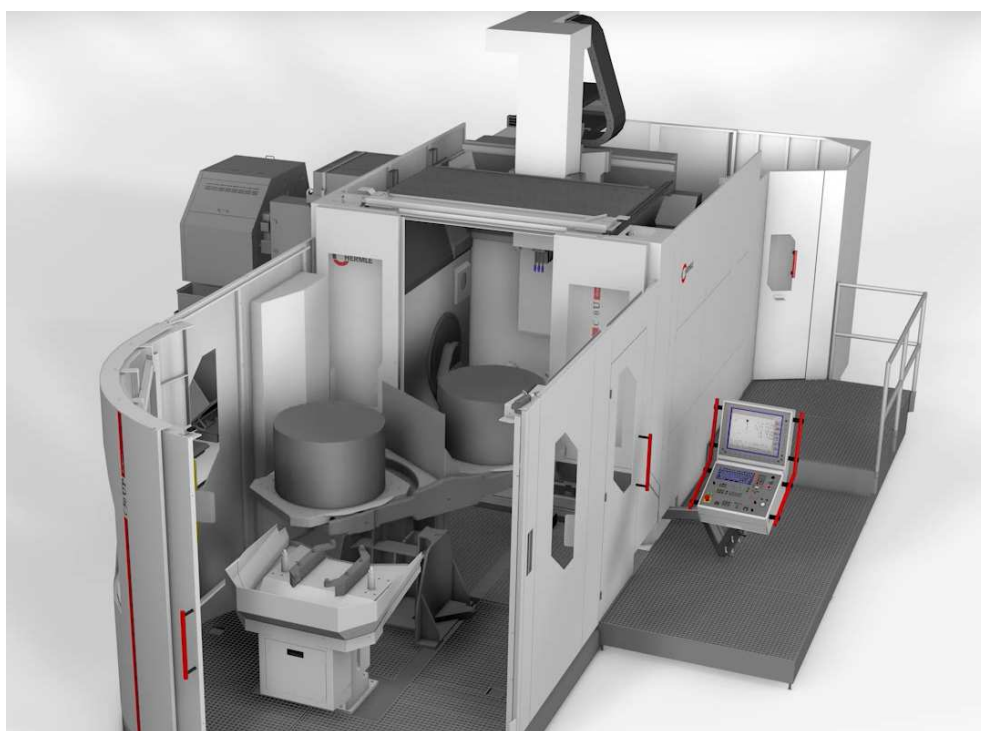


Obrázek 23: Multi Pallet Pool (Mazak) [14]

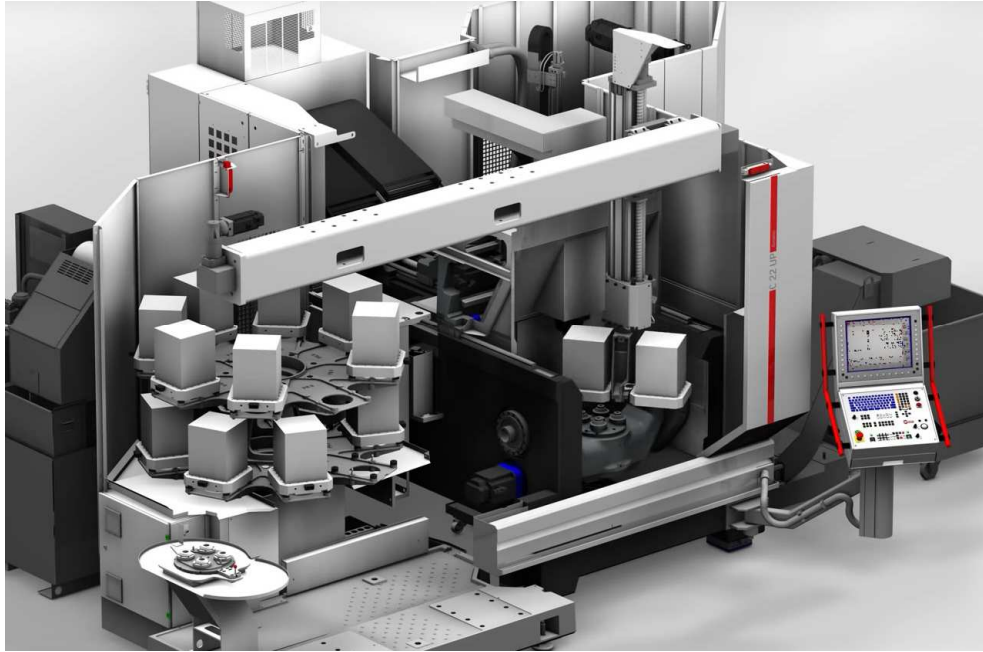
Společnost **Hermle** se nabízí mnoho různých řešení paletových výměníků a zásobníků (viz obrázky 24, 25 a 26). Jednotlivá řešení se liší kinematikou příslušných výměníků i počty odkládacích míst.



Obrázek 24: Paletový výměník PW 3000 (Hermle) [15]



Obrázek 25: Paletový výměník PW 2000 (Hermle) [15]



Obrázek 26: Paletový výměník PW 150 (Hermler) [15]

Firma **Erowa** se zabývá mimo jiné automatickou výměnou palet pomocí různých robotů.

Robot *Dynamic 500*, který je znázorněn na obrázku 27, je schopen obsloužit až 8 obráběcích center při maximální manipulované hmotnosti 500 kg. Lineární osa může být až 20 m dlouhá [16].



Obrázek 27: Robot Dynamic 500 (Erowa) [16]

Erowa Robot Six představuje šestiosého robota, který je připevněn na lineární ose (obr. 28). Maximální nosnost je 130 kg [16].



Obrázek 28: Erowa Robot Six (Erowa) [16]

Robot *Easy ERE* (obr. 29) je zakladač palet s obrobky s hmotností do 250 kg. Zásobník umožňuje až 60 pozic [16].



Obrázek 29: Robot Easy ERE (Erowa) [16]

Erowa Lift 250 označuje manipulátor pro hmotnosti obrobku do 250 kg. Ve svislé ose je umožněn pojezd od 200 mm do 1860 mm a rozsah ve vodorovné ose činí 1300 mm [16]. Manipulátor je na obrázku 30.



Obrázek 30: Erowa Lift 250 (Erowa) [16]

Firma **GROB** nabízí několik variant úložných rotačních paletových systémů *PSS-R*, dále pak lineární *PSS-L*. V největší verzi *PSS-R13* (obr. 31) je k dispozici 13 úložných paletových pozic na třech úrovních [7].

Na obrázku 32 je vidět víceosý manipulátor systému *PSS-R*.



Obrázek 31: Paletový systém PSS-R13 (GROB) [7]



Obrázek 32: PSS-R – víceosý manipulátor (GROB) [7]

Společnost **DOOSAN** poskytuje řešení automatické výměny palet v podobě systémů *MPS*, *PMG* a *LPS II*. *PMG* představuje rotační zásobník palet [8].

Paletový zásobník *LPS II* (*Linear Pallet System II*) pro 36 palet s rozměry 400x400 nebo 500x500 mm je znázorněn na obrázku 33 [8].



Obrázek 33: Zásobník LPS II (DOOSAN) [8]



Mezi další výrobce zabývající se AVP bych zahrnul společnosti ***Starrag, KERN, Makino, Meccano***. Konkrétní řešení těchto firem v rešerši uvedeny nejsou, jelikož jsou obdobná s již uvedenými.

2.3 Systémy AVO bez palet

Pokud se obrobek pohybuje ve výrobním procesu volně, tak by měl splňovat jisté základní předpoklady. Zejména upnutí takového obrobku by mělo být jednoduché a s dostatečnou přesností uskutečnitelné automaticky. Obrobek by měl také obsahovat plochy, které v jedné chvíli umožní uchopení v koncovém efektoru manipulátoru i v upínacím mechanismu stroje. Dále by se obrobek upínáním přímo ve stroji neměl nijak deformovat. Důležitá je také efektivnost uchopování, přemísťování z odkládacího místa do stroje a uskladňování obrobku pomocí manipulátoru. Mezi další požadavky patří dostatečná rychlost při uchycení, orientaci a upnutí obrobku. Volný pohyb obrobku se často vyskytuje u jednoúčelových obráběcích strojů a různých výrobních linek [5].

Pro manipulaci s obrobky bývají velmi často využívány průmyslové roboty spolu s různými skladovacími zásobníky. Může se jednat o samostatné celky, které je možno zkombinovat se sériově vyráběnými obráběcími stroji. Průmyslové roboty mohou být také použity při přesunu polotovaru mezi různými stroji, jako je tomu na obrázcích 34 a 35. Automatickou výměnu obrobku lze také realizovat průmyslovým robotem s doplněným strojovým viděním. Příklad průmyslového robotu se strojovým viděním je na obrázcích 38 a 39 [3].

Jelikož se v dnešní době hlavně díky klesajícím cenám zvyšuje dostupnost univerzálních robotů, tak se využívají také k manipulaci s volně loženými dílci i s paletami. Robot musí být vybaven příslušným koncovým efektem. Robotická výměna se může rychle přizpůsobit jinému typu obrobku a je tak velmi pružná. Palety je také možno skladovat ve vícepatrových zásobnících. V současnosti se roboty používají pro manipulaci s obrobky jen do jisté hmotnosti (cca 1 tuna). Velká výhoda je možnost použití u obráběcích strojů, u kterých s automatickou výměnou obrobků nebylo původně počítáno [5].

Průmyslový robot + transfer mezi stroji:



Obrázek 34: Manipulace s obrobkem mezi stroji Hyundai [3]



Obrázek 35: Transport obrobků mezi svislým soustruhem VDZ 100 DS firmy SCHERER a frézovacím centrem DZ12W firmy CHIRON [3]

Průmyslový robot + skladovací zásobník:

Jedná se o zásobník WH 10 top společnosti DMG MORI. Pro manipulaci s obrobkem se využívá šestiosého robotu, který je umístěn na střeše stroje. Manipulace je možná s obrobky do 10 kg [11]. Toto řešení je ukázáno na obrázcích 36 a 37.



Obrázek 36: WH 10 top (DMG MORI) [11]



Obrázek 37: WH 10 top – robot (DMG MORI) [11]

Průmyslový robot + strojové vidění:

Jedná se o automatickou výměnu obrobků realizovanou pomocí průmyslového robotu spolu se strojovým viděním, které je realizováno 3D kamerovým systémem. To znamená, že je robot s to manipulovat s polotovary bez nutnosti jejich předem zajištěné správné orientace. Polotovary tedy mohou být nabírány například přímo z nějakého kontejneru [3].



Obrázek 38: 01 - FANUC Robot CR-35iA / 3D Area Sensor [3]



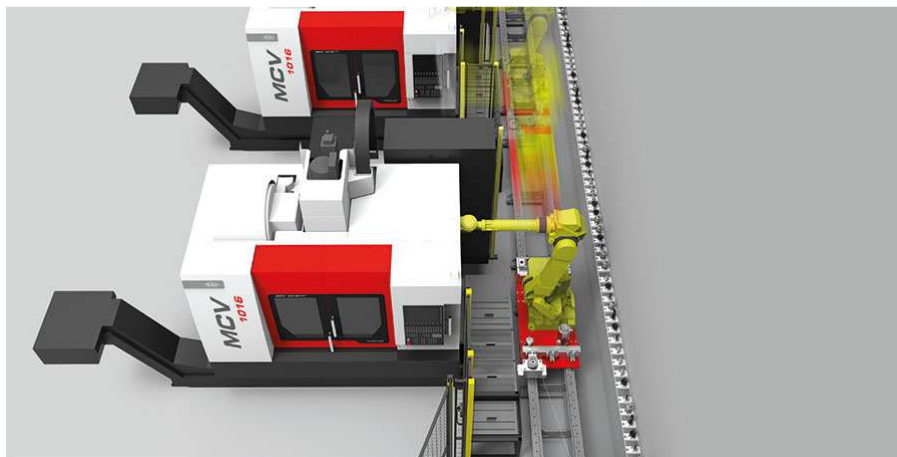
Obrázek 39: 02 - FANUC Robot CR-35iA / 3D Area Sensor [3]

2.4 Společnost KOVOSVIT MAS

KOVOSVIT MAS se automatickou výměnou obrobků a polotovarů již zabývá a ke svým obráběcím strojům nabízí možnost robotizace a automatizace. Může se jednat buď o robotizované pracoviště (obrázek 3), nebo automatizovanou výrobní linku (obrázek 4). Hlavním cílem je maximální efektivita výrobního procesu. Jednotlivá řešení jsou koncipována dle individuálních požadavků zákazníka [17].



Obrázek 40: KOVOSVIT MAS – robotizované pracoviště [17]



Obrázek 41: KOVOSVIT MAS – automatizovaná výrobní linka [17]

2.5 Závěry z rešerše

Velká část výrobců obráběcích strojů se zabývá systémy automatické výměny obrobků a nabízí své stroje v provedeních s různými variantami této automatizace. Existuje celá řada konstrukčních řešení. Jelikož AVO hraje důležitou roli při zkracování vedlejších časů a tím přispívá k vyšší produktivitě výrobních strojů, tak je tento trend zcela logický. Další podstatnou výhodou je schopnost stroje pracovat v nepřetržitém provozu jako součást pružného výrobního systému.

Provedení rešerše bylo velmi přínosné pro návrh vlastního řešení paletizace pro konkrétní stroj MCU 450V-5X.

3 Vlastní řešení

Při tvorbě vlastního řešení automatické výměny palet jsem vycházel především z předchozí provedené rešerše a také z požadavků, které stanovila firma *KOVOSVIT MAS*. Doplňující požadavky jsou zmíněny v úvodu práce.

Mezi další zdroje inspirace se řadí již hotové provedení automatické výměny palet ve stroji *MCU 700V-5X*, který také patří do portfolia společnosti *KOVOSVIT MAS*. Tento stroj (obr. 42) oproti *MCU 450V-5X* disponuje větším pracovním prostorem a také se vyznačuje odlišnou kinematikou pohybových os, tudíž i způsob paletizace je odlišný.



Obrázek 42: Stroj MCU 700V-5X [23]

V průběhu práce bylo nutné stanovit některé další důležité parametry, mezi které patří například velikost zdvihu manipulátoru ve svislé ose Z. Nutnost zdvihu manipulátoru plyne ze způsobu upínání palet v samotném stroji. Upínání palet je představeno v kapitole 3.3.2.

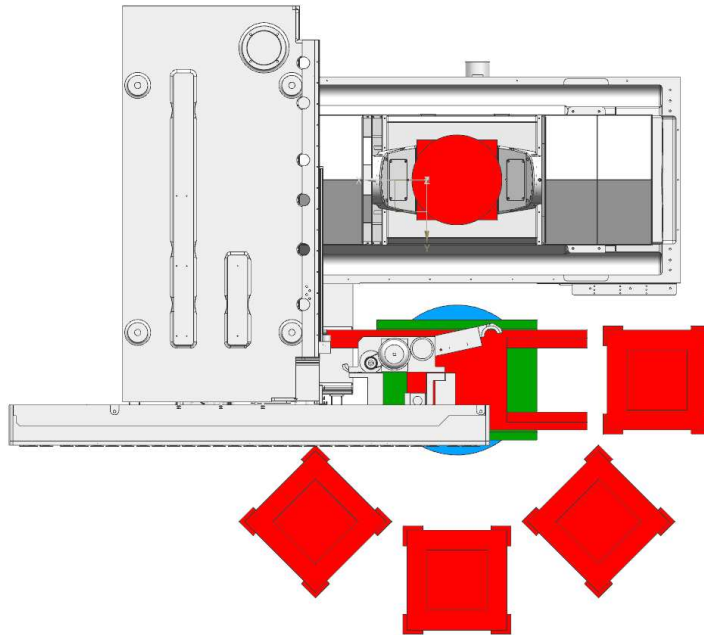
3.1 Návrhy konstrukčních řešení

Navrhl jsem celkem tři vzájemně odlišné varianty s různým počtem a uspořádáním pohybových os, ze kterých nakonec vzešlo finální řešení manipulátoru. Jedná se o otočný výměník, lineární manipulátor a průmyslový robot. V prvních dvou variantách uvažuji pro urychlení pracovního cyklu výměny možnost zatížení manipulátoru dvěma paletami s obrobky.

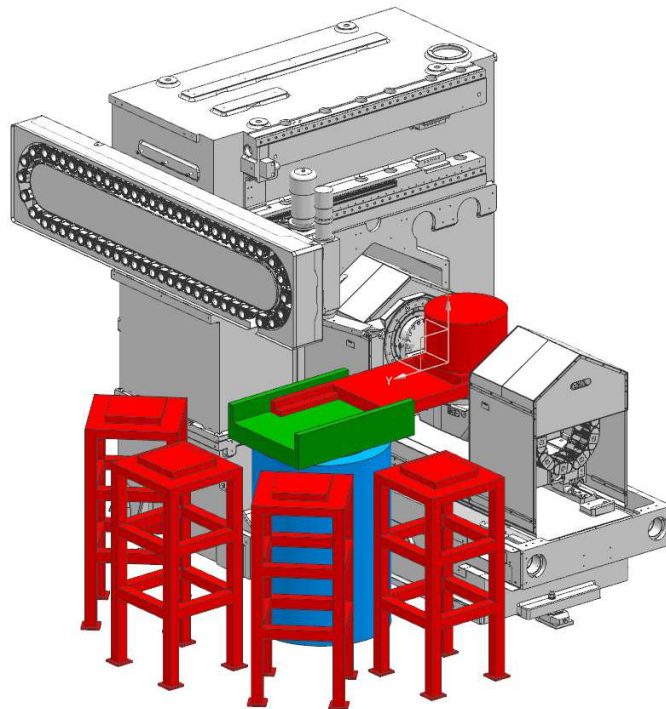
V jednotlivých návrzích je pro názornost z obdrženého 3D modelu stroje odstraněno vodní hospodářství a vnitřní a vnější krytování. Barevně jsou odlišeny dílčí pohybové osy.

3.1.1 Otočný výměník

Varianta otočného výměníku se skládá ze dvou pohybových os a umožňuje zdvih v ose Z. Uspořádání je na obrázcích 43 a 44. Jedná se o rotační osu (zeleně), na které je umístěna osa lineární (červeně). Samotná konstrukce je tedy velmi jednoduchá. Podobné řešení nabízí například společnost *DMG MORI* se svým systémem *RPP*, viz kapitola 2.2.6. Výhodou této varianty je především malý zástavbový prostor a také dostupnost všech odkládacích míst z jediné pozice.



Obrázek 43: Otočný výměník – výchozí poloha

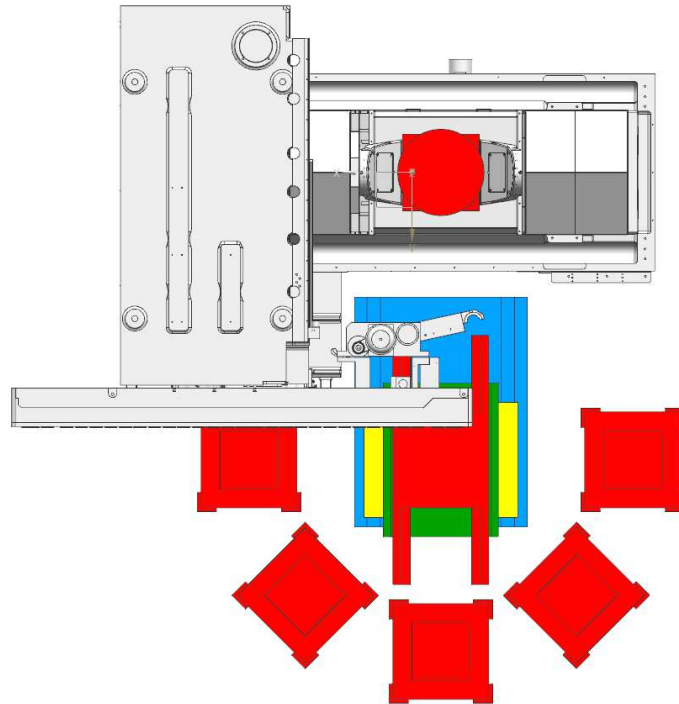


Obrázek 44: Otočný výměník – výměna palety

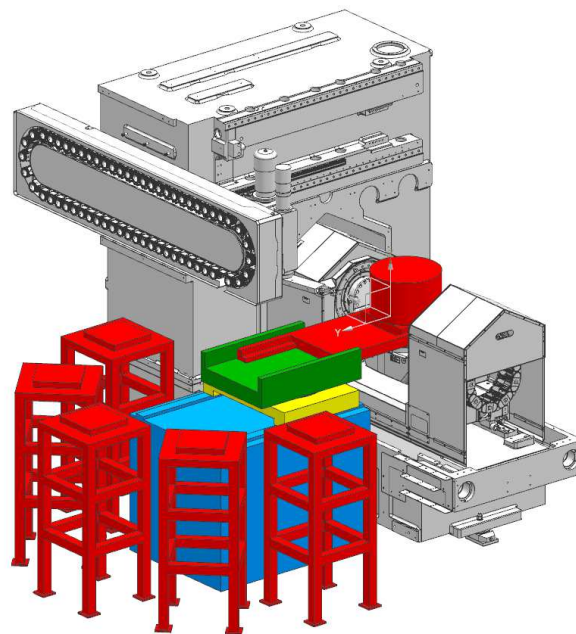
3.1.2 Lineární manipulátor

Tato varianta, která je na obrázcích 45 a 46, zahrnuje tři pohybové osy a také zdvih v ose Z. Jedna lineární osa navíc (žlutě), zajistí oproti variantě s otočným výměníkem menší vyložení manipulátoru při výměně palet. Manipulátor se může v případě potřeby přesunout dále od stroje. Řešení se vyznačuje možností implementace více odkládacích míst, ale nevýhodou je větší zástavbový prostor.

Jako příklad podobného řešení lineárního manipulátoru pro paletovou výměny mohu uvést paletové výměníky *PW 2000* a *PW 3000* firmy *Hermle*, které byly ukázány v rešerši. V mém případě ovšem kladu důraz na co nejmenší pohyblivé hmoty, tudíž je snaha, aby byl základ manipulátoru (znázorněn modrou barvou) co nejvyšší.



Obrázek 45: Lineární manipulátor – výchozí poloha



Obrázek 46: Lineární manipulátor – výměna palety

3.1.3 Průmyslový robot

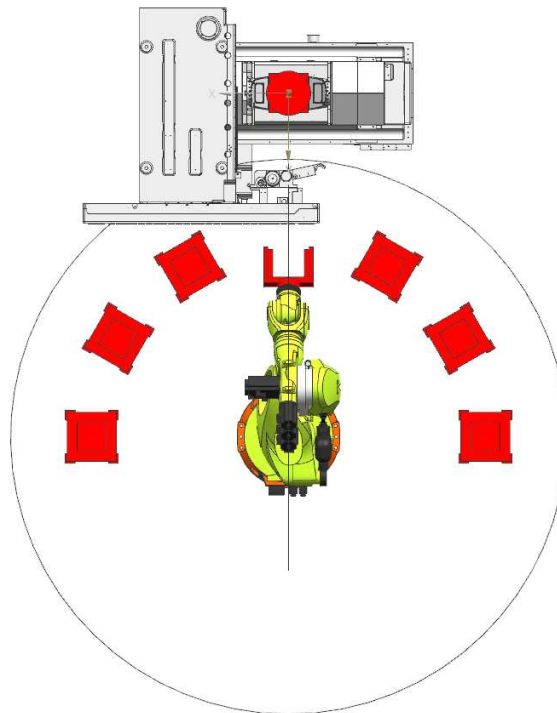
Jako další variantu jsem zvolil manipulaci pomocí průmyslového robotu. Jednou z hlavních předností využití robotu je možnost integrace více odkládacích míst i ve více

řadách nad sebou bez jakýchkoli konstrukčních úprav samotného manipulátoru. Toto by v předchozích variantách nebylo možné. Odkládací místa mohou být také z důvodu ergonomie a lepšího přístupu obsluhy umístěna níže.

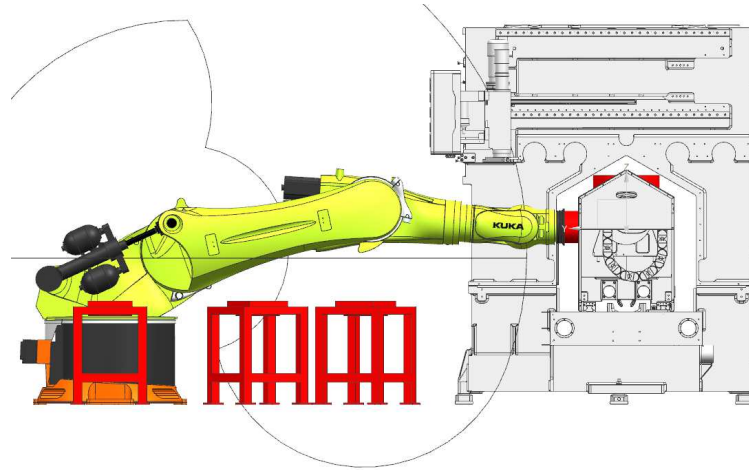
Po průzkumu současného trhu jsem jako nejvhodnější robot zvolil *KUKA KR 500 R2830*. Robot má 6 pohybových os a maximální dosah činí 2826 mm. Jmenovitá nosnost dosahuje 500 kg. Do nosnosti je nutné započítat hmotnost palety, obrobku a také koncového efektoru pro manipulaci s paletou. Cena robotu ve standardní výbavě se pohybuje kolem 100 000 EUR bez DPH [40].

Nevýhodou řešení s průmyslovým robotem je především jeho vysoká pořizovací cena a také velký zástavbový prostor, který se výrazně zvětšuje s požadovanou nosností robotu. Představu o velikost zástavbového prostoru znázorňují obrázky 47 a 48.

Průmyslové roboty k manipulaci s paletami využívají například výrobci *DMG MORI* (v kombinaci se zásobníkem) a *Erowa*. Roboty společnosti *Erowa* ovšem nesplňují požadavek na minimální nosnost 380 kg.



Obrázek 47: Průmyslový robot – výchozí poloha



Obrázek 48: Průmyslový robot – výměna palety

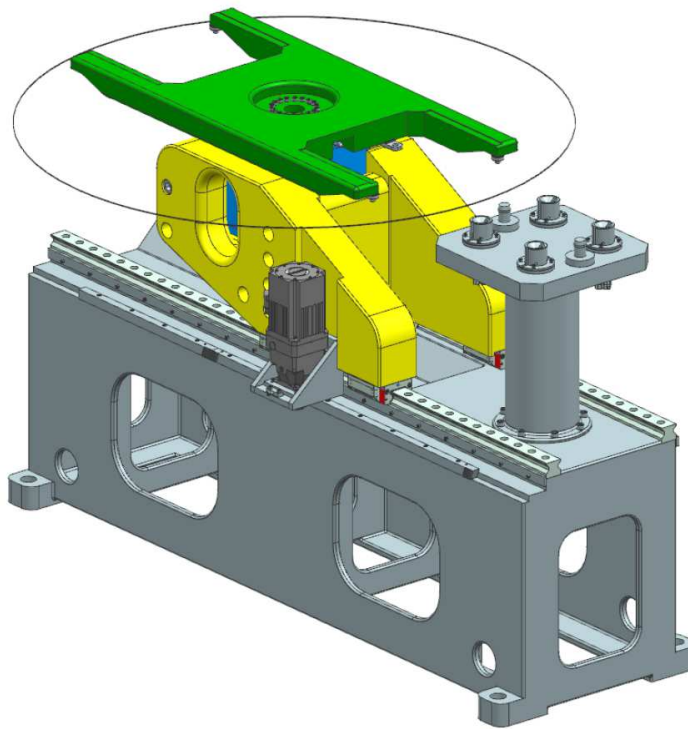
3.2 Návrh vybrané varianty

Po všech zváženích a konzultacích jsem nakonec vybral s jistými úpravami variantu lineárního manipulátoru. Varianta s otočným výměníkem je sice jednoduchá, ale ve snaze o co nejmenší vyložení by výměník musel být v těsné blízkosti kolébky stroje. Tím by mohl vzniknout problém s vnitřním krytováním, jelikož pracovní prostor musí zůstat oddělen od paletové výměny. Také je potřeba zachovat dveře pro automatickou výměnu nástrojů. Řešení paletové výměny s průmyslovým robotem nevyhovuje z důvodu velkého zástavbového prostoru a značných nákladů. Zástavbový prostor by se zmenšil v případě menšího požadavku na maximální hmotnost obrobku. Použití robotu by bylo vhodné zejména v případě, když by chtěl zákazník zakládat palety přímo do nějakého regálu.

Finální konstrukční řešení tedy vychází z varianty s lineárním manipulátorem, který umožní malé vyložení při výměně palety. Ovšem kvůli omezenému prostoru za samotným strojem, ve kterém je nutné uvažovat agregát, rozvaděč a také přístupový bod k ručnímu zakládání nástrojů přímo do zásobníku, využiji nakonec pouze jedno odkládací místo. Odkládací místo poslouží obsluze při upínání a vyjímání obrobků. Toto zjednodušení zároveň umožní vynechání vrchní lineární osy a odkládací místo se bude moci implementovat přímo na pevný základ celé paletové výměny. Pro případ zájmu zákazníka zde existuje možnost doplnění o přídatný rotační zásobník palet, který by tak zvýšil počet odkládacích míst. Na odkládací místo může být eventuálně navázán ještě další manipulátor, který by paletu přemístil k jinému stroji nebo někam založil.

Lineární manipulátor zahrnuje rotační osu, zdvih v ose Z a lineární osu. Jednotlivé osy jsou řazeny sériově a budou detailněji popsány v následujících kapitolách. Kružnici na obrázku 49 je znázorněn rozsah pohybu rotační osy. Hlavní nosné části paletové výměny jsou navrženy jako odlitky. Jedná se o pevný základ celé paletové výměny a k němu přišroubované odkládací místo (šedou barvou), dále pak základ samotného

manipulátoru (žlutou barvou) a nosič palet (zeleně). Základ manipulátoru je odlitý ze tří dílů a následně sesazen dohromady pomocí šroubů a kuželových kolíků. Více dílů je nutných z důvodu následného obrábění ploch pro vedení zdvihu manipulátoru. Technologii slévání jsem zvolil z toho důvodu, jelikož *KOVOSVIT MAS* disponuje vlastní slévárnou a nebude tak problém požadované dílce vyrobit a následně i obrobit.



Obrázek 49: Navržený manipulátor paletové výměny

Oválné díry v bočních odlitcích základu manipulátoru slouží pro vývod kabeláže od motoru rotační osy a zároveň slouží jako přístup k mazání převodovky rotační osy. Zásadní roli hrají také při montáži zdvihu manipulátoru.

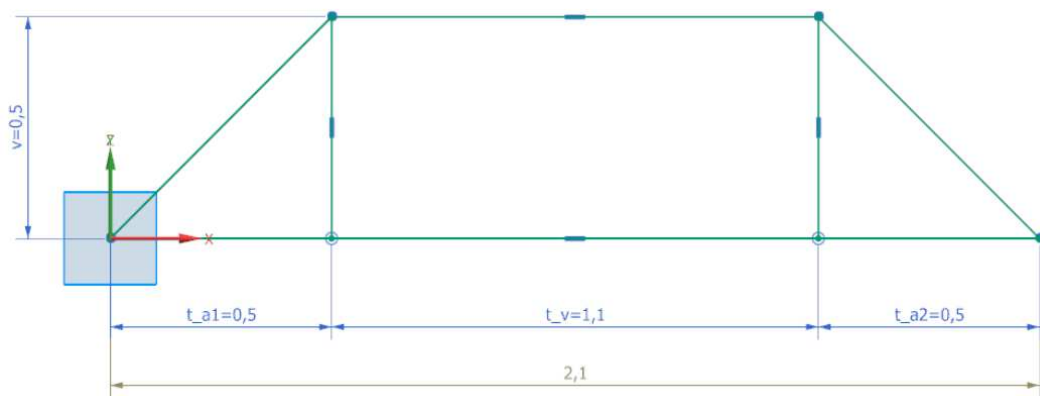
Základ celé paletové výměny bude z důvodu bezpečnosti ukotven k podlaze. Toto opatření eliminuje možnost převrácení při pohybu setrvačných hmot.

3.2.1 Parametry pohybových os

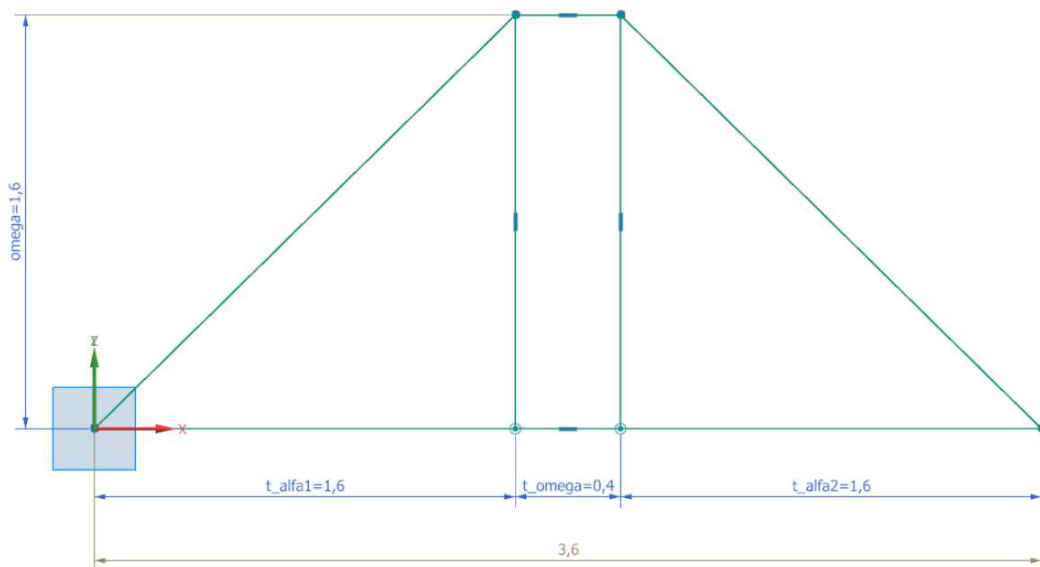
Při návrhu bylo nutné stanovit požadované hodnoty rychlostí a zrychlení jednotlivých pohybových os. Bral jsem zřetel hlavně na požadovaný čas celé paletové výměny a také na možnosti samotných pohonů.

Pro pohyb rotační osy požadují rychlost 15 ot/min a zrychlení 1 rad/s^2 , u lineární osy je rychlost stanovena na 0,5 m/s a zrychlení na 1 m/s^2 . Požadovaná rychlost zvedání manipulátoru činí 25 mm/s.

Na obrázcích 50 a 51 uvádím časové průběhy rychlostí pro lineární a rotační osu. Na ose X je uveden čas a na ose Y rychlost pohybu. Čas je uveden ve vteřinách, rychlost lineární osy v metrech za sekundu a rychlost rotační osy v radiánech za sekundu. Pohyb rotační osy bude vždy o 180 stupňů. Jako příklad dráhy pro lineární osu jsem uvedl vzdálenost 800 mm, jelikož se jedná o základní vzdálenost manipulátoru ve výchozí poloze od místa pro výměnu palety ve stroji. Ve skutečnosti bude nutné omezit i průběh velikosti zrychlení v podobě ryvu.



Obrázek 50: Lineární osa – časový průběh rychlosti (dráha 800 mm)

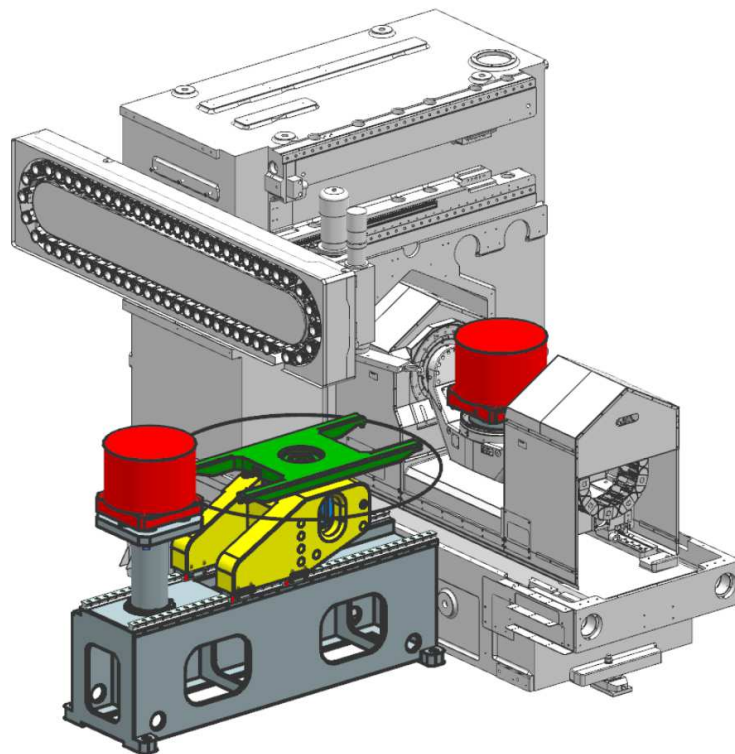


Obrázek 51: Rotační osa – časový průběh rychlosti (dráha 180 stupňů)

3.2.2 Pracovní cyklus AVP

Z požadovaných rychlostí a zrychlení jsem vytvořil pracovní cyklus paletové výměny.

Na začátku pracovního cyklu je manipulátor ve své výchozí poloze s prázdným nosičem palet, viz obrázek 52. Ve stroji a na odkládacím místě jsou již připravené palety s obrobky (červeně) k výměně. Výchozí poloha manipulátoru je shodná s referenční polohou, ve které bude manipulátor rotovat. Cyklus končí opět s manipulátorem ve své výchozí poloze a bez palet.



Obrázek 52: Výchozí stav cyklu paletové výměny

Ve výchozím stavu paletové výměny by teoreticky nová paleta mohla být již připravena na nosiči palet, ale není tomu tak z důvodu možné kolize obrobku na paletě s nástrojem během automatické výměny nástrojů. Možným řešením pro takovéto zkrácení času výměny by bylo prodloužení celé zástavby, které ovšem není žádoucí.

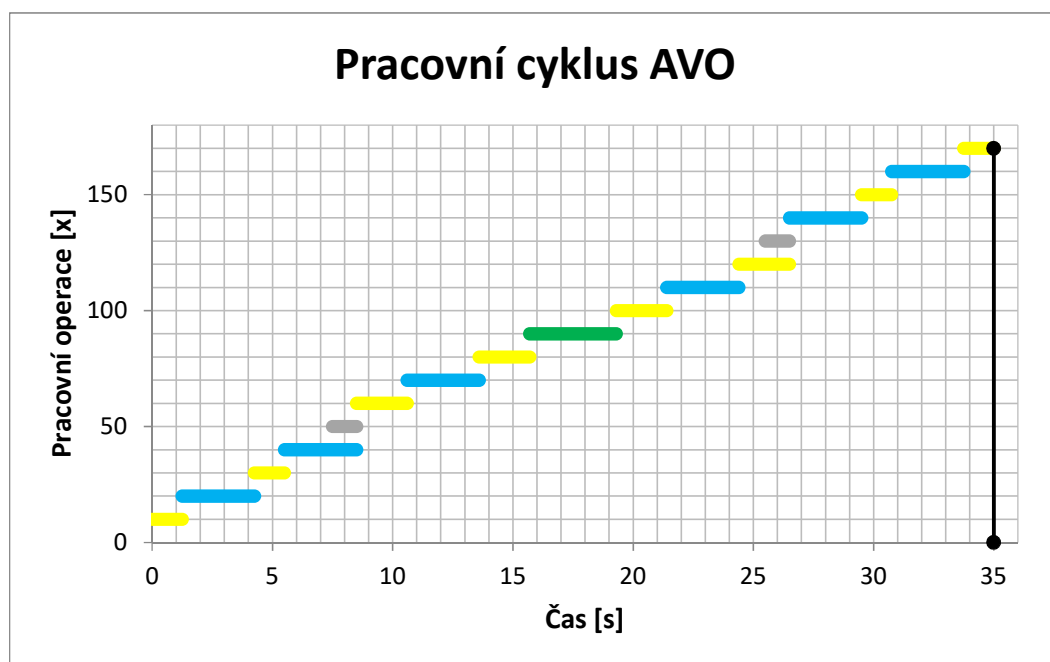
Pracovní cyklus paletové výměny detailně dokumentují obrázky 53 a 54. V průběhu pracovního cyklu musí být blokována automatická výměna nástrojů i zastaveno obrábění. Zároveň během paletové výměny nesmí být žádný nástroj připraven k výměně a být tak v zásobníku ve svislé poloze. Ačkoli by teoreticky během pracovního cyklu paletové výměny šlo obrábět před otevřením a po zavření dveří do pracovního prostoru, tak s touto možností nepočítám. V návrhu cyklu také neuvažuji

současné pohyby více pohybových os. Pohyb všech pohybových os je ovšem zcela nezávislý na pozici ostatních os. Teoreticky je možné rotovat s prázdným nosičem palet ve výchozí pozici i v průběhu obrábění.

Pro plynulý chod obráběcího procesu by v základní konfiguraci paletové výměny, kde neuvažují rotační zásobník palet, mělo být upnutí nového obrobku obsluhou na odkládacím místě, kratší než doba samotného obrábění. Při velmi krátkých obráběcích časech tudíž může nastat problém s prodlevou, kterou by vyřešil právě přídatný rotační zásobník palet.

Pracovní operace	Čas začátku operace [s]	Doba trvání operace [s]	Čas ukončení operace [s]
Najetí k odkládacímu místu (375 mm)	0	1,25	1,25
Zdvih v ose Z	1,25	3	4,25
Najetí do výchozí polohy (375 mm)	4,25	1,25	5,5
Uvolnění zdvihu	5,5	3	8,5
Otevření dveří	7,5	1	8,5
Najetí do stroje (800 mm)	8,5	2,1	10,6
Zdvih v ose Z	10,6	3	13,6
Najetí do výchozí polohy (800 mm)	13,6	2,1	15,7
Rotace o 180 stupňů	15,7	3,6	19,3
Najetí do stroje (800 mm)	19,3	2,1	21,4
Uvolnění zdvihu	21,4	3	24,4
Najetí do výchozí polohy (800 mm)	24,4	2,1	26,5
Zavření dveří	25,5	1	26,5
Zdvih v ose Z	26,5	3	29,5
Najetí k odkládacímu místu (375 mm)	29,5	1,25	30,75
Uvolnění zdvihu	30,75	3	33,75
Najetí do výchozí polohy (375 mm)	33,75	1,25	35
KONEC PRACOVNÍHO CYKLU			35

Obrázek 53: Pracovní cyklus paletové výměny

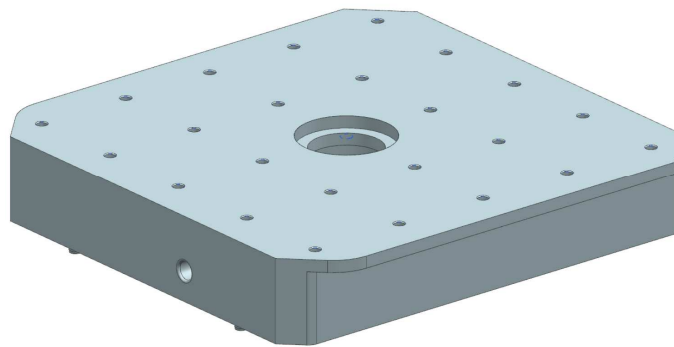


Obrázek 54: Grafické znázornění pracovního cyklu

Z předchozího grafického znázornění časového průběhu pracovního cyklu paletové výměny je zřejmé, že pracovní cyklus trvá 35 vteřin, a tudíž jsem požadavek na maximální dobu výměny palety (1 minuta) splnil.

3.3 Paleta

V případě stroje *MCU 450V-5X* se při automatické výměně obrobků využívá strojních palet. Rozdíly mezi strojní a technologickou paletou jsem uvedl v kapitole 2.2. Paleta je čtvercová s rozměry 400x400 mm, výškou 70 mm a hmotností 80 kg. Vrchní upínací plocha palety je vybavena závitovými otvory o velikosti M10 (viz obrázek 55). Při vlastním návrhu palety jsem vycházel z podoby palety ke stroji *MCU 700*.

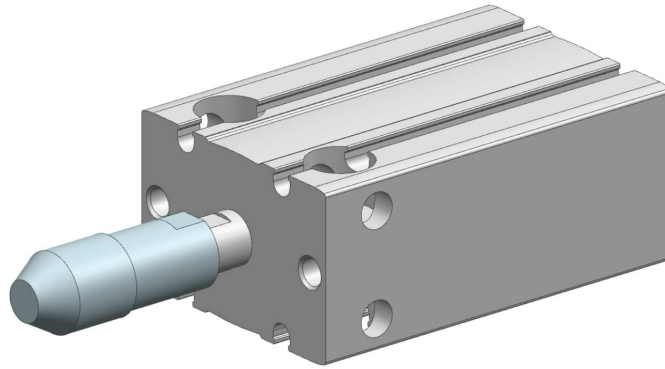


Obrázek 55: Navržená strojní paleta

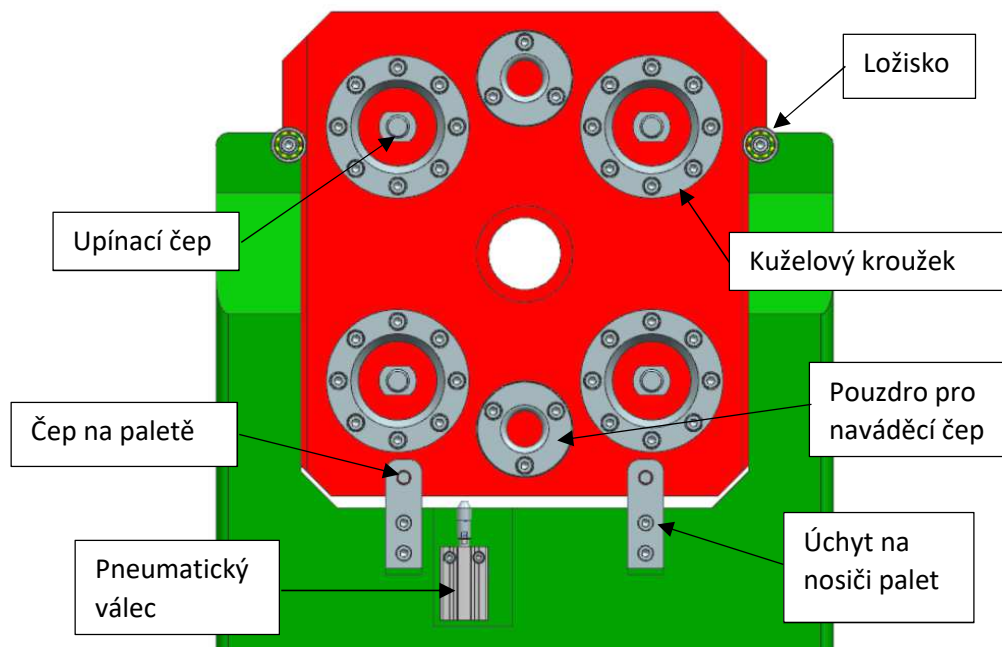
3.3.1 Manipulace s paletou

Manipulace s paletou se provádí jejím podebráním za krajní převisy a zajištěním pomocí dvou čepů na paletě, které zapadnou do úchytů s otvory na nosiči palet (viz obrázek 57). Jištění ve svislém směru zaručuje výsuvný čep z čela nosiče palet. Jištění palety je důležité pro případné zabránění pádu palety s obrobkem při různých rázech, které mohou při manipulaci nastat.

Výsuvný čep je našroubován na pístnici pneumatického válce od společnosti *Festo*. Jedná se o jednočinný tlačný válec s označením *DPDM-20-15-S-PA*. Návrat pístnice zajistí integrovaná pružina. Celé řešení je vidět na obrázku 56.



Obrázek 56: Pneumatický válec s čepem



Obrázek 57: Paleta na nosiči palet – pohled zespodu

Dvojice ložisek, která jsou připevněná k nosiči palet, slouží k případnému dopolohování a navedení nosiče do správné polohy. Ložiskům jsou také uzpůsobeny náběžné hrany palety jejich zaoblením.

3.3.2 Upínání palety

Jelikož se jedná o strojní paletu, tak bude paleta upínána na upínače integrované přímo do kolébky stroje. Toto řešení je úsporné, co se týče místa a umožňuje tak větší výšku obrobku.

Samotné upínání vychází z paletové výměny na stroji *MCU 700*, na kterém jsou integrovány čtyři upínače *Berg SPM-HV25* (obr. 58). Manipulátor v tomto případě zvedá paletu o 40 mm nahoru nad upnutou polohu. Na paletu musí být přišroubovány upínací čepy a kuželové kroužky odpovídající použitým upínačům, viz obrázek 57.

Upínače SPM-HV fungují na mechanickém principu upínání s integrovaným silovým zesílením a zamykáním. Pro uvolnění palety slouží integrovaný hydraulický píst [24].



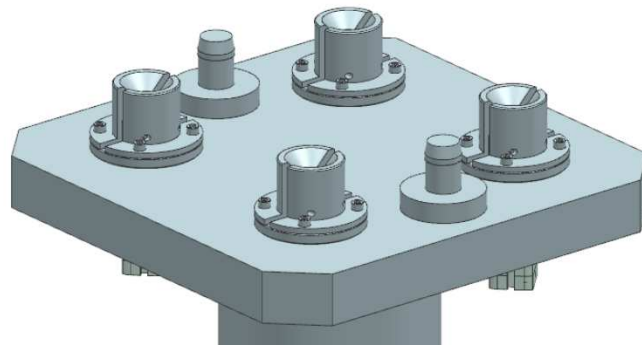
Obrázek 58: Upínač Berg SPM-HV [24]

Pro správné navedení palety do upínacích pouzder slouží dvojice naváděcích čepů, které jsou umístěné na kolébce stroje. Protikusem těchto naváděcích čepů jsou pouzdra v paletě (viz obrázek 57). Záleží tedy na toleranci polohování pohonů, aby paleta byla nad čepy a mohla do nich zapadnout (viz kapitola 3.7).

Upínací čepy jsou od sebe navzájem na paletě vzdáleny 210 mm a vzdálenost mezi pouzdry pro naváděcí čepy činí 290 mm.

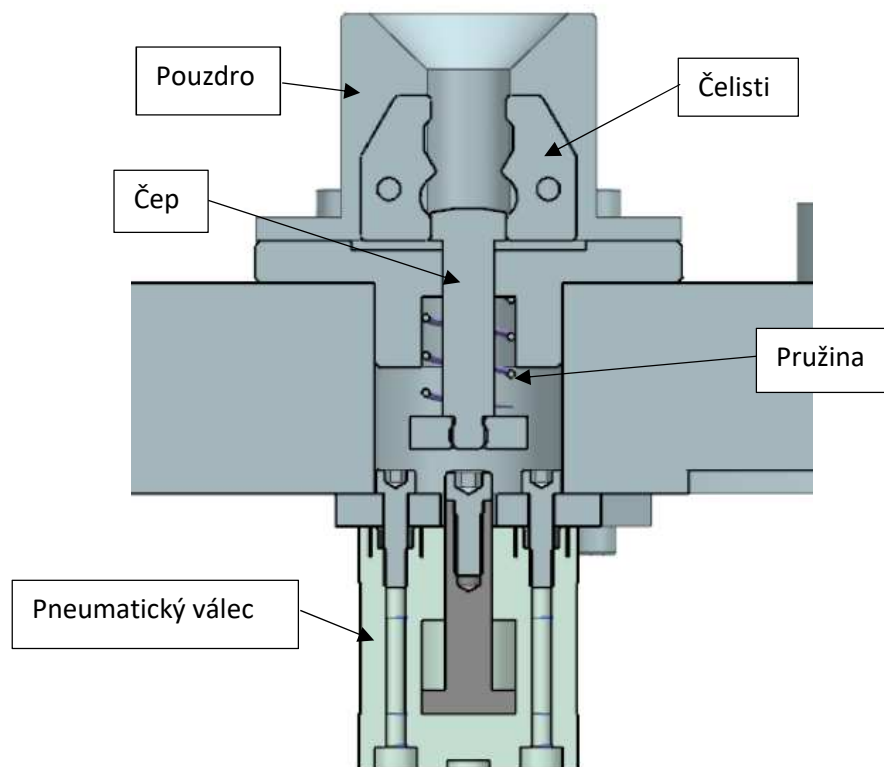
3.3.3 Odkládací místo

Odkládací místo sestává z desky s upínacími body a odlitku v podobě sloupu, který je přišroubován na základ celé paletové výměny. Na odkládacím místě jsou umístěny také dva naváděcí čepy, jako v případě kolébky. Paleta se na odkládacím místě aretuje ve dvou upínacích bodech, na zbylých dvou bodech jsou pouze pouzdra bez možnosti upnutí. Detail odkládacího místa je vidět na obrázku 59.



Obrázek 59: Odkládací místo

Aretace palety probíhá přes upínací čepy na paletě, které zapadnou do čelistí v upínacích bodech. Mechanismus (viz obr. 60) je ovládaný pneumatickým válcem, který zatlačí na ovládací čep a uvolní čelisti. Při uvolnění tlaku pístu pružina vrátí ovládací čep zpět a tím se zaaretuje paleta. Pneumatický válec *AEN-20-15-I-P-A* dodá společnost *Festo*. Jedná se o jednočinný tlačný válec o průměru pístu 20 mm a zdvihu 15 mm. Provozní tlak může být maximálně 10 bar.



Obrázek 60: Odkládací místo – řez upínacím bodem

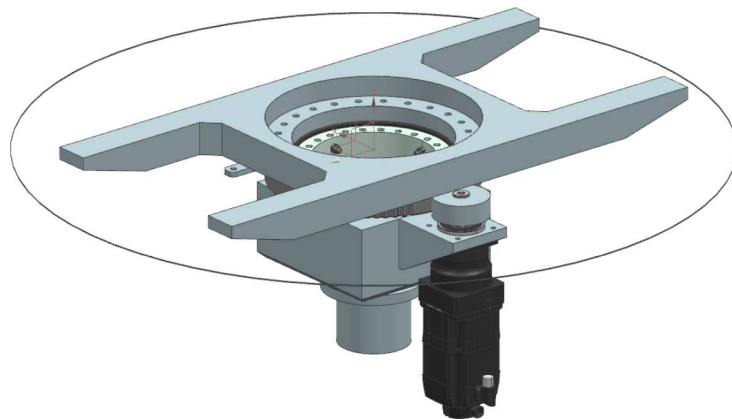
Na odkládacím místě je také umístěn snímač přítomnosti palety.

3.4 Rotační osa

Rotační osa zahrnuje odlitý nosič palet pro dvě palety a samotný pohon rotace. Nosič palet bude vykonávat pohyb vždy o celých 180 stupňů a bude tedy pendlovat mezi dvěma pozicemi. Následné pohyby nosiče palet uvažují jako vratné.

Pro pohon rotační osy se nabízelo několik variant řešení. Jedná se o samostatné ložisko v kombinaci s ozubeným kolem a pastorkem, nebo ložisko s už integrovaným vnějším ozubením (obr. 61), dále pak pohon s převodovkou napřímo, prstencový motor, či hydraulický rotační aktuátor.

Varianty s převodem v podobě vnějšího ozubení a pastorku jsem nakonec zavrhnul z důvodu nutnosti použití dalšího převodu v podobě planetové převodovky, která by byla spojená s motorem. Bez použití přídatné planetové převodovky by motor vycházel zbytečně robustní. Ložiska, která by svou únosností odpovídala zátěži, se navíc vyrábí s vnějším ozubením o velkých modulech (5), což by do pohonu vnášelo větší vůle a nepřesnosti. Ložiska s vnějším ozubením mají ve svém portfolio například společnosti *Rollix* a *Schaeffler (INA)*. Může se jednat o křížová ložiska nebo kuličková se čtyřbodovým stykem. Takováto ložiska jsou navíc drahá. Varianty s motorem mimo osu nosiče palet by také zvětšily manipulátor směrem do šířky a při výměně palet by tak mohl nastat problém v podobě kolize s kolébkou stroje. Také by se musely implementovat širší dveře paletové výměny.



Obrázek 61: Varianta s ložiskem s integrovaným vnějším ozubením

Rozhodl jsem se tedy pro variantu převodovky s motorem napřímo. Použití prstencového motoru by bylo v tomto případě zbytečné. Při hledání vhodných převodovek jsem narazil na řešení *CanisDrive* od firmy *Harmonic Drive*. *CanisDrive* (obr. 63) je v podstatě servo aktuátor, který se skládá ze synchronního motoru a převodovky s integrovaným výstupním ložiskem. Výstupní křížové ložisko umožňuje přímé připojení

k zátěži bez nutnosti dalšího přídavného ložiska. Motor je navíc možno doplnit o brzdu. Toto řešení je velmi výhodné díky své kompaktnosti a nízké zástavbě. Zároveň má aktuátor dutou hřídel, což umožní pohodlné vedení vodičů z nosiče palet. Je k dispozici šest velikostí a pět různých převodových poměrů mezi 50 a 160. Maximální výstupní momenty se pohybují mezi 23 a 841 Nm. Bohužel se ukázalo, že tento typ pohonu nelze použít z důvodu překročení dovolené velikosti Dynamického klopného momentu (Dynamic tilting moment) na ložisku (viz obrázek 62). Tato hodnota vychází z pružnostně-pevnostních charakteristik a nemůže být překročena, i kdyby životnost ložiska vycházela vyšší než požadovaná, což se stalo v mém případě. Hodnota klopného momentu dosahuje 1773 Nm, viz kapitola 4.1 [25].

	Symbol [Unit]	CanisDrive-14A	CanisDrive-17A	CanisDrive-20A	CanisDrive-25A	CanisDrive-32A	CanisDrive-40A
Bearing type ¹⁾		ε	ε	ε	ε	ε	ε
Pitch circle diameter	d_p [m]	0.0465	0.059	0.070	0.088	0.114	0.134
Offset	R [m]	0.014	0.014	0.016	0.018	0.020	0.026
Dynamic load rating	C [N]	8250	10700	21000	21800	34500	43300
Static load rating	C_0 [N]	11400	14800	27000	35800	59000	81600
Dynamic tilting moment ²⁾	$M_{dyn,tilt}$ [Nm]	73	114	172	254	578	886
Static tilting moment ³⁾	$M_{stat,tilt}$ [Nm]	155	276	603	1050	2242	3645
Tilting moment stiffness ⁴⁾	K_t [Nm/arcmin]	23	40	70	114	350	522
Dynamic axial load ⁵⁾	$F_{A,dyn,max}$ [N]	2880	4600	15800	19200	22300	42000
Dynamic radial load ⁶⁾	$F_{R,dyn,max}$ [N]	1450	2300	8600	12700	14600	27500

Obrázek 62: CanisDrive – parametry ložisek [25]



Obrázek 63: CanisDrive (Harmonic Drive) [25]

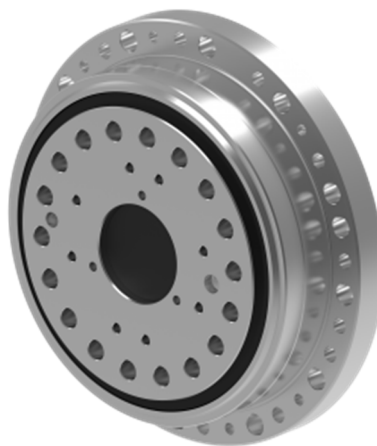
Podobné řešení spočívá ve využití komponentních převodovek v kombinaci s připojeným motorem. Jako výrobce těchto převodovek uvedu firmu *Nabtesco* a slovenskou společnost *SPINEA*. V případě převodovek *Nabtesco* (obr. 64) se jedná o převodovky cykloidní. Obě firmy nabízejí své převodovky v kompaktním provedení

s integrovaným výstupním ložiskem. Převodovky jsou nabízeny i v provedeních s dutou hřídelí, což umožňuje přimontování motoru mimo osu rotace převodovky.



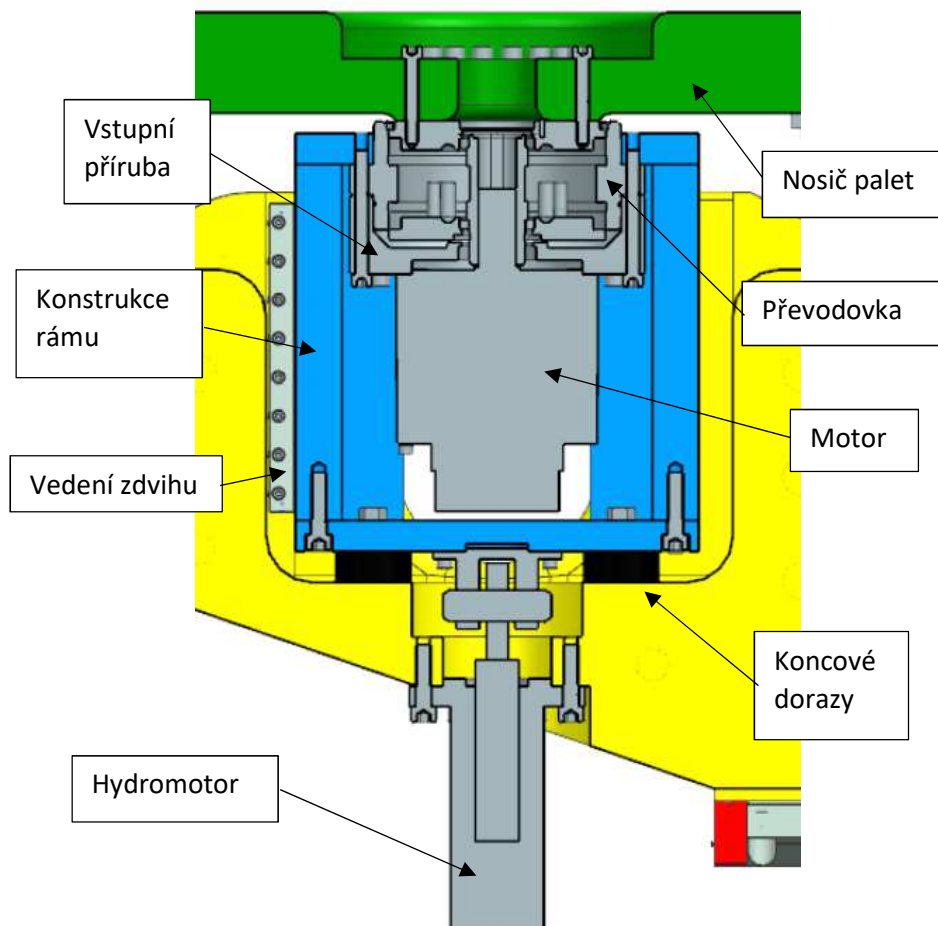
Obrázek 64: Převodovka Nabtesco RV-N [26]

Nakonec jsem upřednostnil převodovky od společnosti *SPINEA*, jelikož při srovnatelných rozměrech umožňují vyšší axiální zatížení. Na základě výpočtů (viz kapitola 4.1.1) jsem vybral převodovku *SPINEA TS170-141-E-P24* (obr. 65). Převodovka má převodový poměr 141 a jmenovitý výstupní moment 495 Nm. Pro jednoduchou montáž převodovka disponuje výstupní přírubou, která slouží k připevnění k rámu. Ozubení převodů jsou bezvůlová. Převodovka ovšem není zcela utěsněná, což vyžaduje spojení převodovky se vstupní přírubou, která bude obsahovat těsnění a také umožní připevnění motoru. Motor je s převodovkou spojen pomocí pera [27].



Obrázek 65: Převodovka Spinea E-Series [27]

Detail rotační osy v řezu je vidět na obrázku 66. Převodovka se vstupní přírubou a motorem je skrze výstupní přírubu přišroubována ke svařené konstrukci rámu (modrá brava), na který je připevněno vedení zdvihu manipulátoru. Pro zachování možnosti demontáže je spodní část rámu převodovky ke svařenci přišroubována. Shora je k výstupu převodovky přišroubován napřímo nosič palet (zeleně).



Obrázek 66: Řez manipulátorem

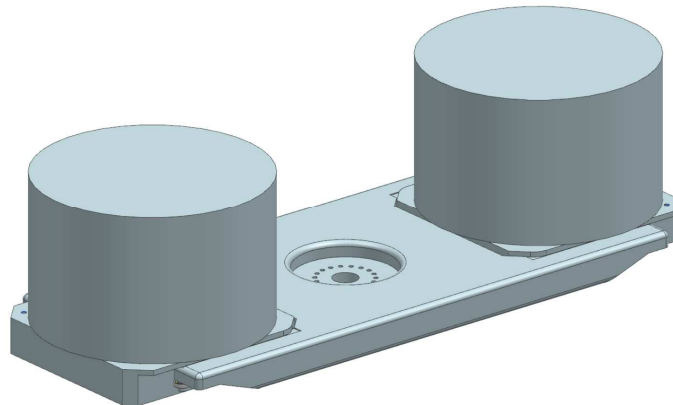
Motor pro rotační osu jsem vybral od společnosti *Mitsubishi Electric*, a to konkrétně *MELSERVO-J4 HG-SR52B* o jmenovitém momentu 2,4 Nm a jmenovitých otáčkách 2000 ot/min. Tohoto výrobce jsem vybral z důvodu kratší zástavby jejich motorů oproti konkurenci. Motor disponuje elektromagnetickou brzdou, která v případě potřeby zajistí zpevnění rotační osy. Dále motor zahrnuje enkodér [39].

3.4.1 Zatížení

Jelikož ve svém návrhu počítám se dvěma paletami na manipulátor, což umožní rychlejší čas výměny, tak musím počítat také s odpovídajícím zatížením. Celková maximální hmotnost na manipulátor od palet a obrobků bude činit 760 kg.

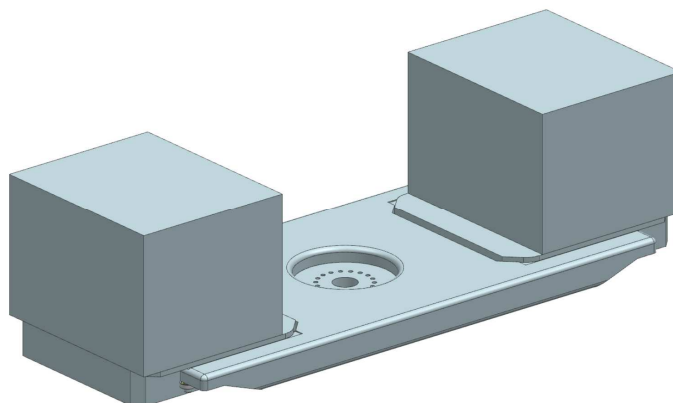
Je také nutné stanovit nejnepříznivější tvar a umístění obrobků na paletách. S tímto nejnepříznivějším případem zatěžování se musí počítat při návrhu pohonů a kontrolních výpočtech, viz kapitola 4. Různé případy zatěžování jsou uvedeny na obrázcích níže.

Na obrázku 67 je znázorněn vlevo na nosiči palet obrobek z oceli o maximálním průměru 450 mm a hmotnosti 300 kg. Vpravo je pak obrobek o maximálních možných rozměrech a hmotnosti (viz kapitola 1).



Obrázek 67: Maximální obrobky

Na obrázku 68 se jedná o nejnepříznivější případ namáhání nosiče palet, který uvažuji pro dimenzování dalších komponent. Dva stejné ocelové kvádry o hmotnosti 300 kg a výšce 285 mm jsou umístěny symetricky na okrajích palet co nejdále od sebe. Rozměr podstavy takového obrobku je 335x400 mm.



Obrázek 68: Nejnepříznivější případ zatěžování

3.5 Zdvih

Zdvih manipulátoru, respektive nosiče palet, je pro paletovou výměnu zcela zásadní. Bez možnosti zdvihu by paletu s obrobkem nešlo sejmout z upínacího základu palet, který je integrovaný přímo do kolébky stroje. Jak již jsem zmínil, tak aretaci palety zajišťují čtyři upínače *Berg SPM-HV25*.

Z obdrženého 3D modelu stroje *MCU 450* a maximálních rozměrů obrobku plyne, že výšková rezerva mezi obrobkem (při své maximální výšce 285 mm) upnutým ve stroji a výměníkem nástrojů je 89 mm. Tento údaj značí maximální možný zdvih v ose Z. V mém provedení počítám se zdvihem palety nad upnutou polohu 40 mm, tudíž se do rezervy vejdu. Celkový zdvih nosiče palet je 50 mm, což je dáno požadavkem na zapadnutí čepů na paletě do otvorů úchytů na nosiči palet.

Vedení zdvihu je zajištěno dvojicí křížových válečkových vedení *Schneeberger RNG 9* (obr. 69). Řada *RNG* se vyznačuje malými zástavbovými rozměry. Jedná se v podstatě o lineární ložiska. Vedení jsou umístěna diagonálně proti sobě na rámu převodovky rotační osy (viz obrázek 66), který má čtvercový půdorys. Celková délka kolejnic činí 205 mm. Toto vedení se vyznačuje vysokou únosností a také možností zatěžování silami a momenty ve všech směrech, přičemž musí být vedení předeprnuté. Zaručení přesnosti vedení umožní dobrušovací podložky mezi kolejnicemi a základem manipulátoru. Nosná délka vedení bude stále 132 mm nezávisle na aktuálním zdvihu nosiče palet. To zajistí koncové díly, kterými jsou kolejnice dovybaveny. Tyto zarážky jsou schopny pohybovat klecí s válečky. Vedení zdvihu manipulátoru je důležité pro zachycení klopných momentů od palet s obrobky. Vedení zdvihu kromě tuhého uložení rotační osy také zabrání samovolné rotaci pístnice.

Toto řešení jsem nakonec zvolil na úkor kluzného vedení z teflonových profilů na míru. Pro profily by bylo nutné složitě obrábění ploch v základu manipulátoru.



Obrázek 69: Vedení *Schneeberger RNG* [30]

3.5.1 Hydraulický válec

Při výběru hydraulického válce pro zdvih manipulátoru jsem vycházel z možností hydraulického agregátu, který je již k dispozici na stroji *MCU 450*. Využití stávajícího agregátu ušetří zástavbový prostor a také finance. Agregát na stroji má maximální tlak 250 bar a průtok 6,3 l/min. Na agregátu jsou redukční ventily na 140, 60 a 40 bar, ke kterým se může připojit hydromotor zdvihu. Tyto redukční ventily jsou na výstupu schopny zajistit stále stejný tlak nezávisle na průtoku. Pro pohon hydromotoru počítám s celým průtokem hydrogenerátoru, jelikož souběžně nebude pod tlakem žádné jiné zařízení.

Hydraulický válec je nakupovaný katalogový přímočarý hydromotor typu *ZH1* (obr. 70) od společnosti *HYDRAULICS*. Jedná se o diferenciální dvojčinný válec s pracovním tlakem 160 bar. Konkrétní značení vybraného hydromotoru *ZH1 50/28x55* udává, že průměr pístu činí 50 mm, průměr pístnice je 28 mm a zdvih 55 mm.



Obrázek 70: Hydraulický válec ZH1 v základním provedení [31]

Hydromotor *ZH1* sestává z trubky s opracovaným vnitřním průměrem v toleranci H8. Na trubku jsou navařeny připojovací hrdla s vnitřním závitem pro vstup oleje a zátka. Víko pro vedení pístní tyče spolu s těsníci prvky je našroubováno do trubky válce. Na leštěné a chromované pístní tyči rozměrové tolerance f7 je z jedné strany navařeno závěsné oko, druhý konec tyče je osazen pístem. V oku pístní tyče je kloubové ložisko [31].

V úvahu také připadal hydraulický válec jednočinný, ale nakonec jsem od této možnosti upustil kvůli jeho delší zástavbě při stejném průměru pístu. Dvojčinný válec navíc spolehlivě zajistí zpětný pohyb pístní tyče i při stavu, kdy na nosiči palet nebudou žádné palety s obrobky.

Provedení hydraulického válce a jeho připevnění je vidět na obrázku 66. Připevnění hydraulického válce k základu manipulátoru je provedeno skrze přírubu ve víku hydromotoru pomocí šesti šroubů M10. Tuto variantu připevnění jsem zvolil z důvodu omezeného prostoru pro samotný hydromotor, jelikož hydromotor musí být s to spolu s manipulátorem vjet dveřmi paletové výměny dovnitř pracovního prostoru stroje. To je dáno navrženou konstrukcí celé paletizace. Případné pevné oko válce by způsobilo delší zástavbu. Závěsné oko s kloubovým ložiskem na pístnici, které je čepem spojeno s konstrukcí rámu zdvihu (viz obr. 66), zajistí alespoň částečné vyrovnání nepřesností způsobených montážemi a v oblasti dovoleného naklápění kloubového ložiska umožní případné naklopení rámu zdvihu. Zatížení pístní tyče radiální vnější silou je nepřijatelné.

Tlumení hydromotoru v koncových polohách neuvažuji, jelikož rychlost zdvihu je malá (25 mm/s), a navíc bude proti případným rázům paleta s obrobkem jištěna čepem, a to ve vodorovném i svislém směru. Pohyb pístu hydromotoru bude realizován pouze mezi dvěma polohami. Spodní koncová poloha je zajištěna pomocí čtyř gumových válcových dorazů 25150.1451 od společnosti *Halder*, které jsou přišroubovány na spodní díl rámu zdvihu (obr. 66). Dorazy dosedají na dno základu manipulátoru. Doraz má tuhost 517 N/mm a maximální zatížitelnost 2587 N [28]. Aby nedošlo k dosednutí pístu hydromotoru na dno válce, tak je celkový zdvih hydromotoru oproti uvažovanému zdvihu manipulátoru o 5 mm větší. Horní koncová poloha je definována horním víkem hydraulického válce.

V koncových polohách zdvihu manipulátoru jsou umístěny mechanické polohové spínače.

3.5.2 Hydraulický obvod

Hydraulický obvod pro zdvih manipulátoru musí zajistit spolehlivou funkci pohybu hydromotoru při proměnlivé zátěži nosiče palet. Na nosiči mohou být dvě palety s obrobky o maximální hmotnosti, ale také může být nosič zcela bez palet. Hydraulické schéma obvodu je znázorněno na obrázku 71. V mnou navrženém hydraulickém obvodu jsem schopen dodržet stále stejnou rychlost pohybu hydromotoru nezávisle na velikosti zátěže v obou směrech. Pro tuto funkčnost je zásadním prvkem dvoucestný škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu. V obou větvích obvodu je použit jeden tento škrticí ventil s obtokem. Přivřením ventilu lze snížit průtok a tím pádem i rychlost.

U škrticích ventilů se stabilizací tlakového spádu velikost průtoku závisí na velikosti otevření a je téměř nezávislá na změnách tlaku před nebo za ventilem. Používají se v obvodech s velkými rozdíly v zatížení hydromotorů [32].



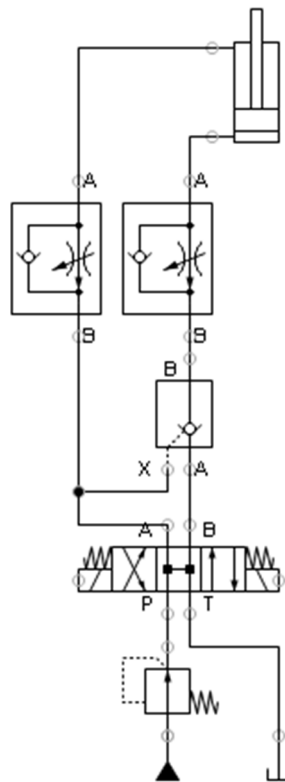
Dalším význačným prvkem je hydraulický zámek. V horní poloze hydraulického válce tak může být čerpadlo odlehčeno do dopadu.

Hydraulický zámek je jednosměrný ventil, u něhož je možno působením řídicího tlaku zajistit průtok ve směru hrazení (B do A). Zavedením tlaku do kanálu X se ruší uzavření ventilu. Jedná se o prvek, který dokonale uzavírá pracovní okruh pod tlakem, zajišťuje břemeno proti klesání při poruše potrubí a také stálou polohu hydraulického válce pod tlakem i po delším časovém úseku [32].

Co se týče rozváděče, tak jsem použil šoupátkový čtyřcestný třípolohový (označení 4/3). Ovládání rozváděče je elektromagnetické. Přestavování jednotlivých poloh rozváděče bude řízeno na základě signálů ze spínačů, které jsou schopny detekovat horní i spodní polohu manipulátoru. Pro uskutečnění bezproblémové paletové výměny musí být zdvih manipulátoru v součinnosti s navazujícími pohyby ostatních os. V případě použití proporcionálního rozváděče by sice bylo možné dosáhnout plynulého řízení rychlosti pohybu, ale za cenu výrazně vyšších nákladů.

Rozváděče slouží v hydraulických obvodech k hrazení nebo změně směru průtoku kapaliny, tzn. k ovládání pohybu hydromotorů. Šoupátkové rozváděče mají v uzavřeném stavu svodový průtok, který je způsoben vůlí mezi tělesem a šoupátkem a bývá většinou sveden do odpadního kanálu rozváděče [32].

Hydraulické schéma na obrázku 71 začíná přivedením tlaku na redukční ventil (60 bar), který je součástí agregátu stroje.



Obrázek 71: Hydraulické schéma zdvihu manipulátoru

Při výběru konkrétních hydraulických prvků se jednotlivé prvky dimenzují na potřebný průtok. Pro zjednodušení hydraulického systému, jednoduchou montáž a snadnou údržbu prvků je výhodné využít modulového sdružování ventilů. Jedná se o skládání modulových prvků na sebe, kdy jsou prvky vzájemně staženy šrouby nebo svorníky k rozváděcí kostce. Tento způsob řešení také šetří místo. Přívod oleje k hydraulickému válci bude skrze hadice [32].

3.6 Lineární osa

Základním prvkem lineární pohybové osy je dvojice válečkových lineárních vedení *Schneeberger MR S 45-N* v délce 1900 mm. Vedení je připevněno k základu celé paletové výměny, přičemž kolejnice jsou přesně ustaveny pomocí dotlačovacích lišt. Na každé kolejnici jsou umístěny dva vozíky *MR W 45-A*, které jsou přišroubovány na odlitý základ manipulátoru. Velikost kolejníc je shodná s velikostí kolejníc použitých na ose *X* ve stroji *MCU 450*. Vyplývá to z velkých působících momentových a tíhových zatížení. Zatížení se navíc bude v důsledku rotace nosiče palet dynamicky měnit. Hmotnost plně zatíženého manipulátoru nepřesáhne 1500 kg. Lineární osa je znázorněna na obrázku 49.

Pohon lineární osy může být proveden dvěma způsoby. Jedná se o kuličkový šroub s maticí, nebo ozubený hřeben a pastorek. Obě varianty pohonů ovšem musí být umístěny z boku manipulátoru. Doprostřed mezi kolejnice kuličkový šroub nelze implementovat z důvodu překážky v podobě odkládacího místa a také hydromotoru na základu manipulátoru. Boční provedení pohonu ovšem způsobí, že zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení nebude v ideálním případě zatěžování symetrické.

Z důvodu cenové úspory a také menších nároků na přesnost polohování jsem se rozhodl pro méně přesnou variantu s ozubeným hřebenem. Ozubený hřeben o modulu 2 se šikmým ozubením *Series 39* dodá společnost *Atlanta*.

Pro bezproblémový chod je nutné zaručit dotlačování pastorku k ozubenému hřebenu na požadovanou korekci a dále se také musí zajistit mazání pastorku s ozubeným hřebenem. Dotlačování se děje skrze nastavovací desku (obr. 72), která skrze šroub hýbe s celým motorem ve směru kolmém k ozubenému hřebenu. Mazání pastorku se děje pomocí plstěného pastorku (obr. 73), který je v záběru s hlavním pastorkem, a přenáší tak na něj průběžně při pohybu lineární osy mazivo. Přívod maziva je z decentralizovaného mazacího systému (obr. 74), který je připevněn v blízkosti motoru. Mazací sada se skládá z automatického dávkovače s mazivem, držáku dávkovače a samotného mazacího pastorku. Mazání zajistí ochranu proti opotřebení a korozi a sníží tření.



Obrázek 72: Nastavovací deska [29]



Obrázek 73: Plstěný pastorek [29]



Obrázek 74: Mazací sada [29]

Pohyb pastorku obstarává servopohon *STÖBER ZV220S_P421 EZ501U*, který zahrnuje synchronní motor s integrovanou brzdou a enkodérem, planetovou převodovku s převodovým poměrem 10 a také samotný pastorek. Pastorek je v bezvůlovém spojení s výstupní hřídelí planetové převodovky a připojení motoru k převodovce je pomocí svěrného pouzdra. Jmenovitý moment motoru činí 4,3 Nm a jmenovité otáčky jsou 3000 ot/min [38]. Na obrázku 75 je vidět příklad provedení pastorku s ozubeným hřebenem a převodovkou v podání společnosti *STÖBER*.

V pastorku sice není žádným způsobem vymezena vůle (mechanicky/dělený pastorek), přesto je přesnost polohování dostatečná. To je dáno díky využití naváděcích čepů v upínacím základu stroje a na odkládacím místě.



Obrázek 75: Ozubený hřeben a pastorek Stöber ZVP [29]

Z důvodu bezpečnosti by měly být konce lineárního vedení vybaveny koncovými dorazy.

3.7 Polohování manipulátoru

Lineární a rotační osa představují plnohodnotné servo osy řízené přes řídicí systém stroje (*HEIDENHAIN*). Jedná se o osy s nepřímým absolutním odměřováním. Koncové polohy zdvihu manipulátoru hlídají mechanické polohové spínače. Systém tedy bude znát přesnou polohu dvou os a na základě údajů ze spínačů také pozici výsuvné osy. Přesný pracovní cyklus paletové výměny bude poté naprogramován do PLC stroje. Jelikož mají obě osy na motoru absolutní odměřování, tak není nutné žádné referenční čidlo. Jednotlivé pohyby manipulátoru budou probíhat v návaznosti na další. Systém tak bude čekat například na sepnutí polohového spínače koncové polohy hydromotoru nebo na potvrzení upnutí/uvolnění palety.

Motor lineární osy *STÖBER EZ501U* lze vybavit optickým enkodérem s rozhraním *EnDat*, které je kompatibilní se systémem *HEIDENHAIN*. Enkodér je schopen zaznamenat 8388608 pozic na otáčku při rozlišení 23-bit [38].

Motor rotační osy *Mitsubishi Electric MELSERVO-J4 HG-SR52B* má 22-bit enkodér s rozlišením 4194304 pulzů na otáčku [39].

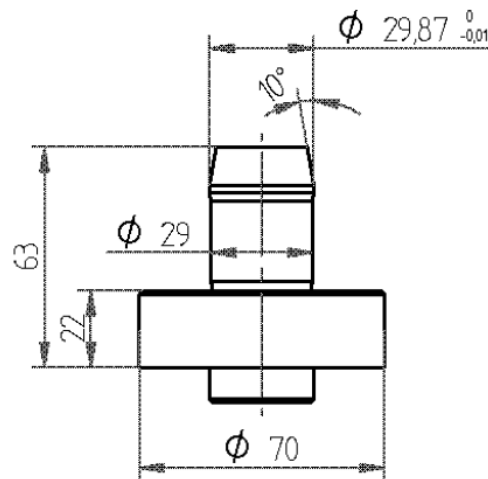
Mechanické polohové spínače využitě na výsuvné ose jsou *NG1HS-510-M* (obr. 76) od společnosti *EUCHNER*. Jedná se o robustní celokovové spínače. Spínací hlavice představuje raménko s ocelovou rolnou o průměru 18 mm a je otočná v krocích po 90° [34].



Obrázek 76: Polohový spínač NG1HS (EUCHNER) [34]

V případě zájmu zákazníka může být nosič palet doplněn o indukční snímače přítomnosti palety.

Podle konstrukce naváděcích čepů (obr. 77) a pouzder v paletě vychází potřebná tolerance polohování $\pm 1,5$ mm. To lze interpretovat tak, že kombinovaná odchylka polohování lineární a rotační osy musí být pro lineární osu ± 1 mm a zároveň pro rotační osu $\pm 0,1^\circ$. Tato úvaha bere v potaz vzdálenost a umístění naváděcích čepů vůči nosiči palet při najetí manipulátoru k paletě. Dovolená odchylka rotační osy vychází malá kvůli ramenu od osy rotace ke vzdálenějšímu naváděcímu čepu. Tolerancím musí odpovídat také rozměry jisticích prvků palet, jako jsou úchyty na nosiči palet a výsuvný čep z čela nosiče palet. Pro uvedené tolerance polohování plně dostačuje nepřímé odměřování s příslušnými enkodéry. Při nabírání palety zajišťuje dopolohování rotační osy v případě úhlové odchylky dvojice ložisek na konci nosiče palet, která se opřou o náběžné plochy palety.



Obrázek 77: Návrh naváděcího čepu

Mezi zdroje nepřesností při polohování patří lineární vůle mezi pastorkem a ozubeným hřebenem, nepřesnost ozubeného hřebenu, dále pak vůle ve spojení motoru rotační osy s převodovkou v podobě pera, torzní vůle a tuhost převodovky. Dále způsobuje odchylku polohy samotný průhyb nosiče palet v důsledku zatížení od palet s obrobky (viz pevnostní analýza v kapitole 4.4).

3.8 Zástavbový prostor paletové výměny

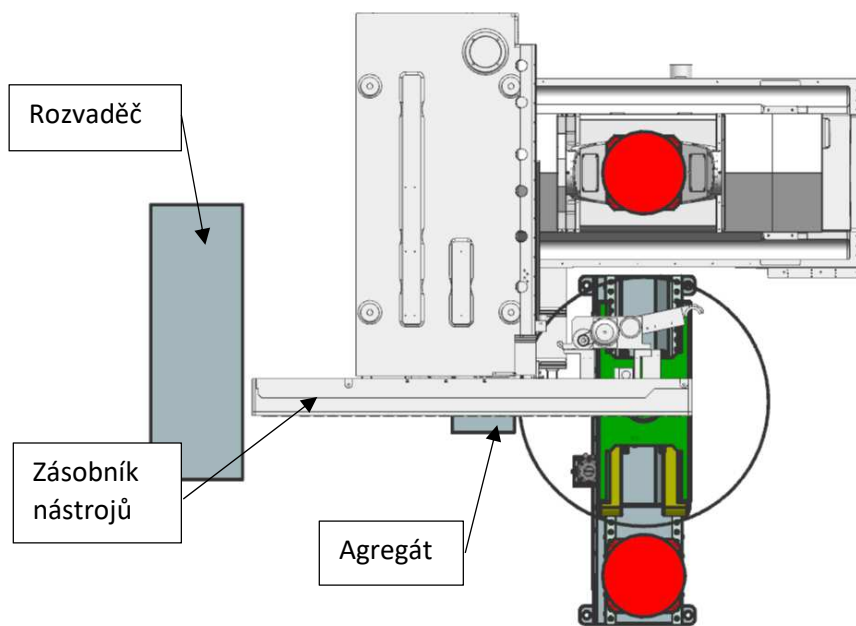
Ve svých návrzích jsem výchozí polohu kolébky pro paletovou výměnu posunul oproti výchozí poloze v původním dodaném 3D modelu o 50 mm dál ve směru osy X. Toto posunutí jsem provedl zejména z důvodu zvětšení manipulačního prostoru pro rotaci nosiče palet.

Hydraulický agregát je umístěn v zadní části stroje pod zásobníkem nástrojů. Přístup k agregátu je umožněn skrze dvířka vedle paletové výměny.

Elektrický rozvaděč se nalézá na pravém boku stroje a veškeré přívody má na straně, která směřuje do zadní části stroje. Je tedy třeba počítat s délkou kabeláže vedoucí od paletové výměny cca 2 metry.

Vodní hospodářství ve stroji bez paletové výměny se nachází za zadním krytváním celého stroje. Jelikož ale vodní hospodářství není pevnou součástí stroje, tak se může přesunout vedle paletové výměny.

Prostorové uspořádání stroje *MCU 450* včetně integrované paletové výměny je znázorněno na obrázku 78. Kružnice kolem nosiče palet představuje jeho maximální manipulační prostor ve výchozí poloze manipulátoru.

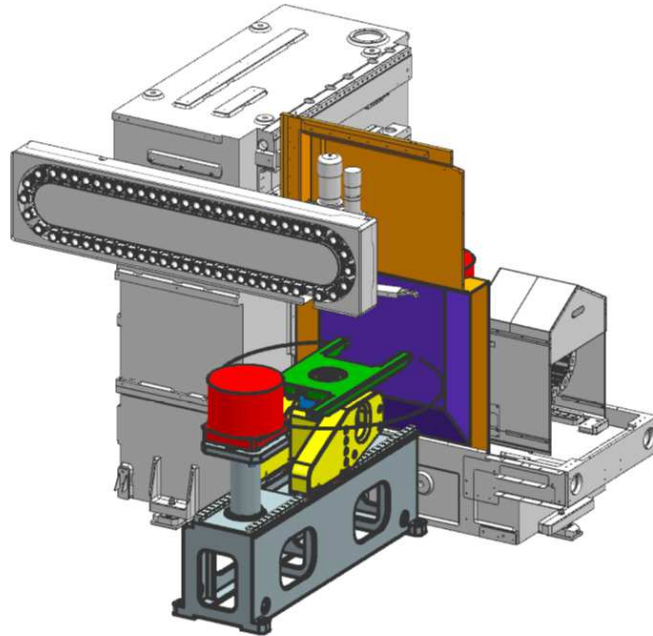


Obrázek 78: Prostorové uspořádání stroje s paletizací

3.8.1 Návrh krytování

Implementace automatické výměny palet bude mít za následek výraznou přestavbu vnitřního i vnějšího krytování stroje. Pracovní prostor stroje by měl být zakrytý od paletové výměny v době obrábění s ohledem na dobrý odvod třísek z krytů a také na těsnost proti chladicí kapalině.

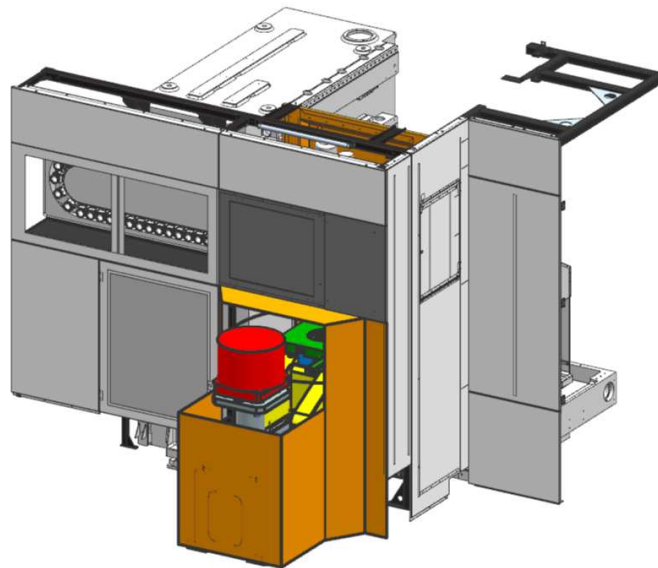
Vnitřní dveře budou muset být oproti původní koncepci bez paletové výměny větší, jelikož budou sloužit nejen pro automatickou výměnu nástrojů, ale i pro výměnu palet. Návrh vnitřního krytování je na obrázku 79.



Obrázek 79: Návrh vnitřního krytování

Jeden z požadavků při návrhu paletové výměny se týkal toho, že paletová výměna nemá výrazně zvětšit zastavěnou plochu celého stroje. Zástavba vnějšího krytování v mém návrhu vychází podél osy Y o 810 mm delší oproti krytování původnímu. Vnější krytování znázorňuje obrázek 80.

V případě potřeby může být také vnější kryt dovybaven dveřmi, které oddělí prostor odkládacího místa a útrob stroje.

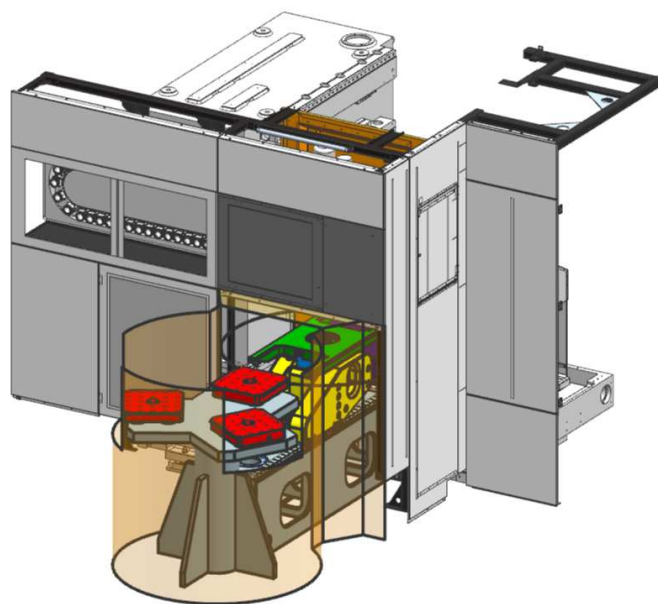


Obrázek 80: Návrh vnějšího krytování

3.8.2 Rotační zásobník palet

Jak již bylo řečeno v kapitole 3.2, počet odkládacích míst může být v případě zájmu zákazníka rozšířen pomocí „kolotoče“ palet. Rotační zásobník palet napomůže kontinuálnímu procesu obrábění, kdy může být výrobní proces připraven na určitý čas dopředu.

Rotační zásobník se připevní k odlitému základu paletové výměny a měl by umožňovat pouze rotaci, jelikož zdvih v ose Z bude vykonávat manipulátor. Další nutnou úpravou bude odebrání odkládacího místa. Na obrázku 81 je vidět, jak by takový zásobník se třemi pozicemi mohl vypadat.



Obrázek 81: Rotační zásobník palet



4 Výpočtová část

Ve výpočtové části diplomové práce bych rád představil základní návrhové a kontrolní výpočty dílčích částí manipulátoru pro výměnu palet. Konkrétně se zaměřím na pohony jednotlivých os a na lineární vedení.

Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Hodnoty hmotností a momentů setrvačnosti vychází z analýzy 3D modelů v softwaru *Siemens NX*.

4.1 Rotační osa

Při výpočtu pohonu rotační osy neuvažuji působení radiálních sil, jelikož v tomto směru na rotační osu nepůsobí žádné řezné ani další síly, jako například síly z ozubení. Počítám tedy pouze s axiálním zatížením od tíhy jednotlivých komponent a s odpovídajícími klopnými momenty.

Hmotnosti jednotlivých komponent rotační osy:

Maximální hmotnost obrobku: $m_o = 300 \text{ kg}$

Hmotnost palety: $m_p = 80 \text{ kg}$

Hmotnost nosiče palet: $m_n = 100 \text{ kg}$

Momenty setrvačnosti komponent rotační osy:

Momenty setrvačnosti uvažuji vzhledem k ose rotace nosiče palet. Moment setrvačnosti obrobku uvažuji při jeho maximální hmotnosti, nejnepříznivějším tvaru a umístění (viz kapitola 3.4.1).

Moment setrvačnosti obrobku: $I_o = 76,6 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Moment setrvačnosti palety: $I_p = 18,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Moment setrvačnosti nosiče palet: $I_n = 12,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Celkový moment setrvačnosti rotujících hmot:

$$I_c = 2 \cdot I_o + 2 \cdot I_p + I_n = 2 \cdot 76,6 + 2 \cdot 18,3 + 12,3 = 202,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Axiální zatížení:

$$F_a = (2 \cdot m_o + 2 \cdot m_p + m_n) \cdot g = (2 \cdot 300 + 2 \cdot 80 + 100) \cdot 9,81 = 8437 \text{ N}$$

Působící klopný moment:

Maximální klopný moment bude působit při zatížení pouze jednou paletou s obrobkem. V případě zatížení od dvou palet s obrobky by jednotlivé klopné momenty působily proti sobě, jelikož je nosič palet navrhnut jako symetrický. V tomto případě opět uvažují nejnejpříznivější tvar a umístění obrobku.

Vzdálenost těžiště obrobku od osy rotace nosiče palet: $l_o = 482,4$ mm

Vzdálenost těžiště palety od osy rotace: $l_p = 450$ mm

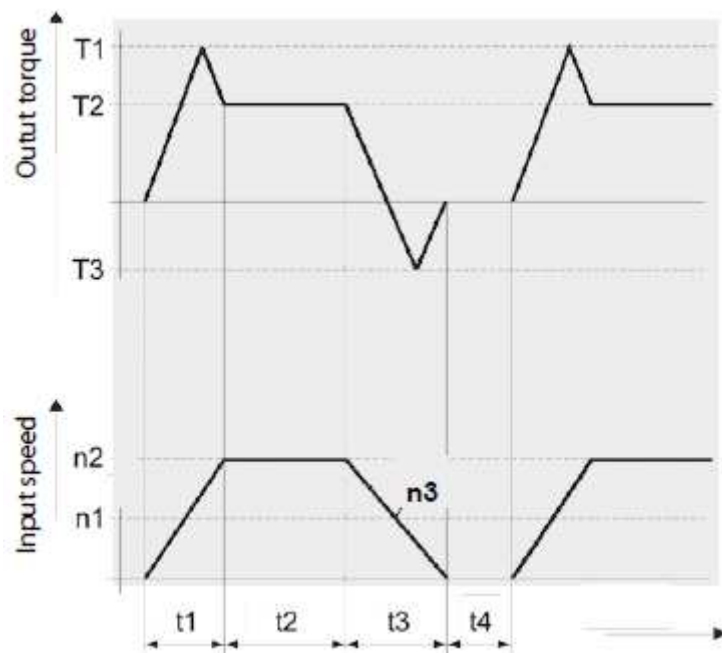
Maximální klopný moment:

$$M_k = (m_o \cdot l_o + m_p \cdot l_p) \cdot g = (300 \cdot 0,4824 + 80 \cdot 0,45) \cdot 9,81 = 1773 \text{ Nm}$$

4.1.1 Převodovka

Potřebné výpočty pro výběr a dimenzování převodovky provádím dle katalogu SPINEA (viz [41]).

Pro efektivní stanovení životnosti převodovky je nutné brát v potaz pracovní cyklus rotační osy v podobě časového průběhu momentů a otáček, který je znázorněn na obrázku 82. V návrhu uvažuji případ, kdy se pracovní cyklus celé paletové výměny stále kontinuálně opakuje bez ohledu na dobu obrábění ve stroji. Hodnoty maximálních momentů při zrychlování a zpomalování plynou z momentu setrvačnosti zátěže a požadovaného zrychlení osy. Moment při konstantní rychlosti vychází ze zatížení výstupního ložiska převodovky, jeho valivého průměru a také ze tření v ložisku.



Obrázek 82: Pracovní cyklus rotační osy [41]



Maximální výstupní moment při zrychlování:

$$T_1 = I_c \cdot \alpha + T_2 = 202,1 \cdot 1 + 40 = 242,1 \text{ Nm}$$

Výstupní moment při konstantní rychlosti: $T_2 = 40 \text{ Nm}$

Maximální výstupní moment při zpomalování:

$$T_3 = T_2 - I_c \cdot \alpha = 40 - 202,1 \cdot 1 = -162,1 \text{ Nm}$$

Časy při zrychlování, zpomalování a konstantní rychlosti rotační osy plynou ze stanoveného časového průběhu rychlosti rotační pohybové osy (viz kapitola 3.2.1).

Doba zrychlování: $t_1 = 1,6 \text{ s}$

Doba při konstantní rychlosti: $t_2 = 0,4 \text{ s}$

Doba zpomalování: $t_3 = 1,6 \text{ s}$

Doba nečinnosti rotační osy: $t_4 = 31,4 \text{ s}$

Doba pracovního cyklu: $t_c = 35 \text{ s}$

Průměrná vstupní rychlost při zrychlování: $n_1 = n_2/2 = 2000/2 = 1058 \text{ ot/min}$

Rychlost při konstantním pohybu: $n_2 = 15 \cdot 141 = 2115 \text{ ot/min}$

Průměrná rychlost při zpomalování: $n_3 = n_1 = 1058 \text{ ot/min}$

Při následujících výpočtech uvažuji rotaci nosiče palet o 180 stupňů a následné opakování tohoto pohybu bez pauzy.

$$\begin{aligned} \text{Průměrný výstupní moment: } T_a &= \left(\frac{t_1 \cdot n_1 \cdot T_1^{\frac{10}{3}} + t_2 \cdot n_2 \cdot T_2^{\frac{10}{3}} + t_3 \cdot n_3 \cdot T_3^{\frac{10}{3}}}{t_1 \cdot n_1 + t_2 \cdot n_2 + t_3 \cdot n_3} \right)^{0,3} = \\ &= \left(\frac{1,6 \cdot 1058 \cdot 242,1^{\frac{10}{3}} + 0,4 \cdot 2115 \cdot 40^{\frac{10}{3}} + 1,6 \cdot 1058 \cdot 162,1^{\frac{10}{3}}}{1,6 \cdot 1058 + 0,4 \cdot 2115 + 1,6 \cdot 1058} \right)^{0,3} = 197 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Průměrná vstupní rychlost:

$$n_a = \frac{t_1 \cdot n_1 + t_2 \cdot n_2 + t_3 \cdot n_3}{t_1 + t_2 + t_3} = \frac{1,6 \cdot 1058 + 0,4 \cdot 2115 + 1,6 \cdot 1058}{1,6 + 0,4 + 1,6} = 1175 \text{ ot/min}$$



Na základě výše uvedených výpočtů jsem vybral odpovídající velikost převodovky *SPINEA*, která vyhovuje uvedeným parametrům. Jako podstatným parametrem se ukázala být hodnota maximálního dovoleného klopného momentu $M_{c \max}$. Mému zatížení vyhovuje až velikost převodovky *TS 170* (viz Kontrola výstupního ložiska). Ačkoli by tedy teoreticky, co se týče maximálního momentu na výstupu převodovky a její životnosti, vyhovovala menší převodovka, tak použít nelze.

Výpočet životnosti:

Jmenovitý výstupní moment převodovky: $T_R = 495 \text{ Nm}$

Jmenovitá vstupní rychlost: $n_R = 2000 \text{ ot/min}$

Jmenovitá životnost: $k = 6000 \text{ hodin}$

$$L_h = k \cdot \frac{n_R}{n_a} \cdot \left(\frac{T_R}{T_a}\right)^{\frac{10}{3}} = 6000 \cdot \frac{2000}{1175} \cdot \left(\frac{495}{197}\right)^{\frac{10}{3}} = 219056 \text{ hod}$$

Výše vypočítaná životnost bohatě dostačuje.

Kontrola efektivní rychlosti: $n_a \leq n_{ef}$; $1175 \leq 2500 \text{ ot/min}$

Kontrola vstupní rychlosti: $n_2 \leq n_{max}$; $2115 \leq 4000 \text{ ot/min}$

Kontrola akceleračního a brzdného momentu: $T_1, T_3 \leq 2 \cdot T_R$; $242,1, 162,1 \leq 2 \cdot 495 \text{ Nm}$

Kontrola výstupního ložiska:

Úhel vychýlení výstupní příruby: $\Theta = M_k/M_t = 1773/1100 = 1,6 \text{ arcmin}$

Klopná tuhost převodovky: $M_t = 1100 \text{ Nm/arcmin}$

Kontrola vnějšího zatížení:

Životnost ložiska:

$$L_{hr} = k \cdot \frac{15}{n_{out}} \cdot \left(\frac{F_{rR}}{F_{ra}}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$n_{out} = n_a/i = 1175/141 = 8,3$

Jmenovité radiální zatížení: $F_{rR} = 19,2 \text{ kN}$

F_{ra} označuje průměrné radiální zatížení ložiska během pracovního cyklu rotační osy. Jelikož radiální zatížení neuvažuji, tak výše uvedený výpočet životnosti ložiska zcela postrádá smysl.

Maximální dovolený klopný moment:

V tomto výpočtu uvažuji axiální zatížení F_a pouze od jedné palety s obrobkem, jelikož zatížení od obou palet by v ideálním případě klopný moment zcela eliminovalo.

$$M_{c \text{ allow}} = M_{c \text{ max}} - \frac{M_{c \text{ max}} \cdot F_a}{F_{a \text{ max}}} = 2430 - \frac{2430 \cdot 4709}{27900} = 2020 \text{ Nm}$$

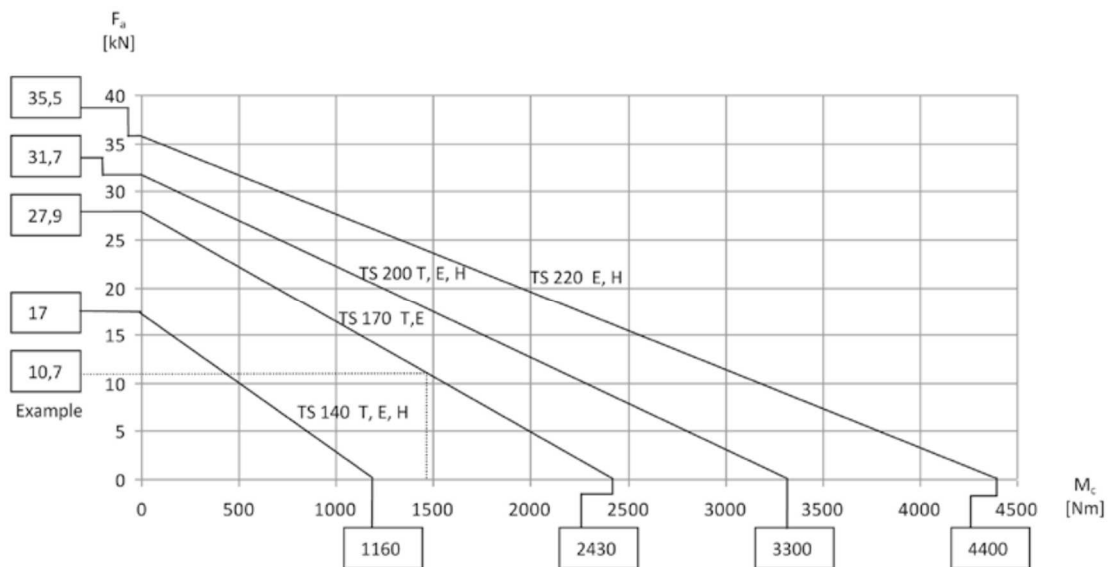
$$M_k < M_{c \text{ allow}}; 1773 < 2020 \text{ Nm}$$

$$F_a = (m_o + m_p + m_n) \cdot g = (300 + 80 + 100) \cdot 9,81 = 4709 \text{ N}$$

Maximální dovolený klopný moment: $M_{c \text{ max}} = 2430 \text{ Nm}$

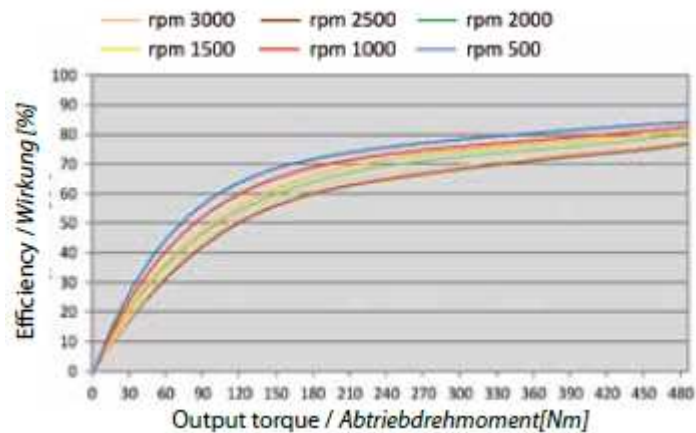
Maximální dovolené axiální zatížení: $F_{a \text{ max}} = 27,9 \text{ kN}$

Bod o souřadnicích M_k a F_a by měl na obrázku 83 ležet pod křivkou odpovídající převodovky, v mém případě *TS 170*, což souhlasí.



Obrázek 83: Vztah mezi klopným momentem a axiální silou [41]

Na obrázku 84 je vidět závislost účinnosti převodovky na výstupním momentu při různých otáčkách. Účinnost bude také záviset na teplotě. Je vidět, že účinnost s nižším zatížením klesá, a naopak neefektivněji převodovka pracuje při hodnotách kolem jmenovitého momentu. To je zřejmě dáno tím, že optimální chod převodovky je dimenzován právě na větší momenty. Tato účinnost se musí zohlednit při návrhu motoru pro pohon převodovky.



Obrázek 84: Graf účinnosti převodovky TS 170 [41]

4.1.2 Motor

Požadované parametry motoru:

Z grafu účinnosti převodovky *SPINEA* na obrázku 84 plyne účinnost převodovky při momentu T_1 (242,1 Nm) a otáčkách n_1 (1058 ot/min) přibližně 70 %.

Účinnost převodovky: $\eta_{p(\text{rot})} = 0,7$

Požadovaný moment motoru při zrychlování:

$$M_{\text{mot}(a1)} = \frac{T_1}{i \cdot \eta_{p(\text{rot})}} = \frac{242,1}{141 \cdot 0,7} = 2,45 \text{ Nm}$$

Požadované otáčky motoru při konstantní rychlosti otáčení:

$$n_{\text{mot}(v)} = n_2 = 2115 \text{ ot/min}$$

Výběr motoru:

Motor jsem zvolil od výrobce *Mitsubishi Electric*, jelikož se motory tohoto výrobce vyznačují relativně krátkou zástavbou. Konkrétně se jedná o synchronní servomotor *MELSERVO-J4 HG-SR52B*. Průměr hřídele motoru činí 24 mm a odpovídá vstupnímu průměru převodovky *SPINEA*. Následující parametry vychází z příslušného katalogu motorů ([39]). Na obrázku 85 je poté uvedena momentová charakteristika motoru.

Jmenovitý moment: $M_n = 2,4 \text{ Nm}$

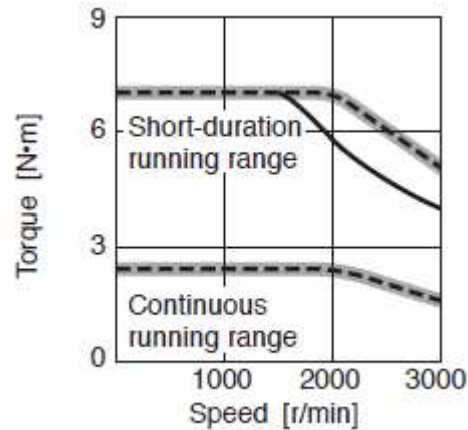
Maximální moment motoru: $M_{\text{max}} = 7,2 \text{ Nm}$

Jmenovité otáčky: $n_n = 2000 \text{ ot/min}$

Maximální otáčky: $n_{\max \text{ mot}} = 3000 \text{ ot/min}$

Jmenovitý výkon motoru: $P_n = 0,5 \text{ kW}$

Moment setrvačnosti motoru (včetně brzd): $I_{\text{mot(rot)}} = 9,48 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$



Obrázek 85: Momentová charakteristika motoru HG-SR52B [39]

Výpočet provozního bodu:

Do výpočtu zahrnují časy pracovního cyklu výměny včetně pauzy. Jedná se opět o výpočty dle katalogu ([39]).

Moment při konstantní rychlosti otáčení:

$$M_{\text{mot}(v)} = \frac{T_2}{i \cdot \eta_{p(\text{rot})}} = \frac{40}{141 \cdot 0,7} = 0,41 \text{ Nm}$$

Požadovaný moment motoru při zpomalování:

$$M_{\text{mot}(a2)} = \frac{T_3}{i \cdot \eta_{p(\text{rot})}} = \frac{-162,1}{141 \cdot 0,7} = -1,64 \text{ Nm}$$

Otáčky motoru při zrychlování a zpomalování:

$$n_{\text{mot}(a1)} = n_{\text{mot}(a2)} = n_1 = 1058 \text{ ot/min}$$



Průměrná rychlost motoru:

$$n_{m*} = \frac{n_{mot(a1)} \cdot t_1 + n_{mot(v)} \cdot t_2 \cdot n_{mot(a2)} \cdot t_3 + 0 \cdot t_4}{t_c}$$
$$= \frac{1058 \cdot 1,6 + 2115 \cdot 0,4 + 1058 \cdot 1,6 + 0 \cdot 31,4}{35} = 121 \text{ ot/min}$$

Efektivní moment:

$$M_{eff*} = \sqrt{\frac{t_1 \cdot M_{mot(a1)}^2 + t_2 \cdot M_{mot(v)}^2 + t_3 \cdot M_{mot(a2)}^2 + t_4 \cdot 0}{t_c}}$$
$$= \sqrt{\frac{1,6 \cdot 2,45^2 + 0,4 \cdot 0,41^2 + 1,6 \cdot 2,45^2 + 31,4 \cdot 0}{35}} = 0,74 \text{ Nm}$$

Průměrná rychlost motoru je nižší než jmenovité otáčky ($n_n = 2000 \text{ ot/min}$) a efektivní moment leží v oblasti kontinuálního chodu (viz obrázek 85). Maximální moment při zrychlování rotační osy ($M_{mot(a1)} = 2,45 \text{ Nm}$) nepřesahuje hodnotu maximálního momentu motoru ($M_{max} = 7,2 \text{ Nm}$). Jelikož jsou všechny výše uvedené podmínky splněny, tak vybraný motor svými parametry vyhovuje navrženému cyklu paletové výměny. Závěrem je potřeba říci, že motor je dimenzován pouze na uvažovanou maximální zátěž nosiče palet, a nikoliv na maximální moment, který dokáže přenést převodovka SPINEA.

Kontrola motoru:

Doporučený poměr momentů setrvačnosti zátěže ku motoru je dle katalogu 15krát nebo méně. Při výpočtu vycházím z celkového momentu setrvačnosti rotujících hmot I_c , který se musí redukovat na hřídel motoru.

Moment setrvačnosti převodovky SPINEA: $I_{pre(rot)} = 1,15 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

$$\frac{I_c}{i^2} + I_{pre(rot)} = \frac{202,1}{141^2} + 1,15 \cdot 10^{-4}$$
$$\frac{I_{mot(rot)}}{I_{mot(rot)}} = \frac{9,48 \cdot 10^{-4}}{9,48 \cdot 10^{-4}} = 10,8 \leq 15$$



4.2 Zdvih

4.2.1 Hydraulický válec

Při návrhu hydraulického válce vycházím z redukčního ventilu na 60 bar, který je umístěn na agregátu. Jelikož tlak na výstupu redukčního ventilu činí maximálně 60 bar, tak pro správnou funkčnost musí tomuto tlaku odpovídat také zátěž. Hydromotor musí být dimenzován na maximální možnou zátěž. Dále počítám s tím, že při zpětném zdvihu hydromotoru nebude potřeba dosažení vypočítaného tlaku, jelikož bude pohybu dolů napomáhat samotná tíha zátěže. Bude stačit překonání tlakového spádu na škrticím ventilu a pasivních odporů. Tlak potřebný ke zpětnému zdvihu vychází oproti tlaku potřebnému ke zdvihu nahoru vyšší z důvodů rozdílných ploch před a za pístem kvůli pístnici.

Celková tíha zdvihajících se hmot:

Do této celkové hmotnosti započítávám palety s obrobky, nosič palet, rám převodovky rotační osy (obr. 66) a samotný motor s převodovkou.

$$m_r = 40 \text{ kg}$$

$$m_{\text{mot rot}} = 6,7 \text{ kg}$$

$$m_{\text{pre rot}} = 10,8 \text{ kg}$$

Maximální tíha:

$$m_{\text{zdvih max}} = 2 \cdot (m_p + m_o) + m_n + m_r + m_{\text{mot rot}} + m_{\text{pre rot}} = 2 \cdot 380 + 100 + 40 + 6,7 + 10,8 = 917,5 \text{ kg}$$

$$F_{\text{zdvih(max.)}} = 917,5 \cdot 9,81 = 9001 \text{ N}$$

Minimální tíha:

$$m_{\text{zdvih min}} = m_{\text{zdvih max}} - 2 \cdot 380 = 917,5 - 760 = 157,5 \text{ kg}$$

$$F_{\text{zdvih(min.)}} = 157,5 \cdot 9,81 = 1545 \text{ N}$$

Výběr hydromotoru:

Tlak na výstupu redukčního ventilu: $p_{\text{red}} = 60 \text{ bar} = 6 \text{ MPa}$

Tlaková účinnost: $\eta_p = 0,85$

$$\text{Požadovaný průměr pístu: } D_{\text{pož}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{zdvih(max.)}}}{p_{\text{red}} \cdot \eta_p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9001}{6 \cdot 0,85 \cdot \pi}} = 47,4 \text{ mm}$$

$$D_{\text{pož}} < D$$

Na základě předchozího výpočtu volím dle výrobního katalogu hydromotorů společnosti *HYDRAULICS* ([33]) průměr pístu $D = 50$ mm. Průměr pístnice volím $d = 28$ mm. Tabulka s hydromotory *ZH1* je na obrázku 86.

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_b	L_1	L_2	$L_{\pm 1}$	$L_{\pm 1}$	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
25	12	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	90	$0,70 + Z \times 0,00656$
25	14	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	150	$0,72 + Z \times 0,00656$
32	18	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	210	$1,50 + Z \times 0,00656$
32	20	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	270	$1,60 + Z \times 0,00703$
40	22	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	260	$2,00 + Z \times 0,00853$
40	25	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	360	$2,00 + Z \times 0,00940$
50	25	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	260	$3,10 + Z \times 0,01063$
50	28	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	360	$3,00 + Z \times 0,01161$
63	32	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	360	$5,00 + Z \times 0,01652$
63	36	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	480	$5,00 + Z \times 0,01820$

Obrázek 86: Výběr hydromotoru (*HYDRAULICS*) [33]

Výpočet tlaků:

Pohyb nahoru:

$$p_{nahoru(max.)} = \frac{F_{zdvih(max.)}}{S_{pist}} = \frac{4 \cdot F_{zdvih(max.)}}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_p} = \frac{4 \cdot 9001}{\pi \cdot 50^2 \cdot 0,85} = 5,39 \text{ MPa}$$

$$= 53,9 \text{ bar}$$

$$p_{nahoru(min.)} = \frac{F_{zdvih(min.)}}{S_{pist}} = \frac{4 \cdot F_{zdvih(min.)}}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_p} = \frac{4 \cdot 1545}{\pi \cdot 50^2 \cdot 0,85} = 0,93 \text{ MPa} = 9,3 \text{ bar}$$

Pohyb dolů:

Výpočet bude proveden pouze pro maximální zátěžný stav.

$$p_{dolů(max.)} = \frac{F_{zdvih(max.)}}{S_{pistnice}} = \frac{4 \cdot F_{zdvih(max.)}}{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \eta_p} = \frac{4 \cdot 9001}{\pi \cdot (50^2 - 28^2) \cdot 0,85} = 7,86 \text{ MPa}$$

$$= 78,6 \text{ bar}$$

Výpočet průtočných množství a rychlostí:

Dosažitelná rychlost hydromotoru při maximálním průtoku (bez použití škrtkicích ventilů):

$$Q_{max} = 6,3 \text{ l/min} = 0,000105 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pohyb nahoru:

$$v_{nahoru(max.)} = \frac{Q_{max}}{S_{pist}} = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,000105}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,053 \text{ m/s}$$

Pohyb dolů:

$$v_{dolů(max.)} = \frac{Q_{max}}{S_{pístnice}} = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 0,000105}{\pi \cdot (0,05^2 - 0,028^2)} = 0,078 \text{ m/s}$$

Velikost průtoku při požadované rychlosti:

$$v_{pož} = 0,025 \text{ m/s}$$

Pohyb nahoru:

$$Q_{nahoru} = S_{píst} \cdot v_{pož} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v_{pož}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,05^2 \cdot 0,025}{4} = 4,9 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} \\ = 2,9 \text{ l/min}$$

Pohyb dolů:

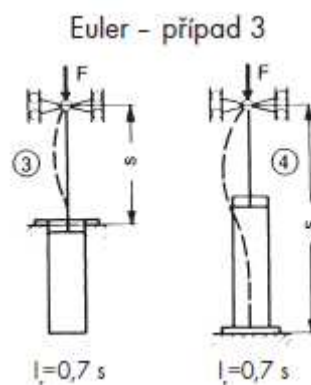
$$Q_{dolů} = S_{pístnice} \cdot v_{pož} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot v_{pož}}{4} = \frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,028^2) \cdot 0,025}{4} \\ = 3,37 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 2 \text{ l/min}$$

Kontrola pístnice na vzpěr:

Vzpěrnou pevnost zásadně ovlivňuje průměr pístnice, její délka, materiál a také způsob uchycení samotného hydromotoru.

Kontrola vzpěrné pevnosti pístní tyče byla provedena dle katalogu společnosti *HYDRAULICS* (viz. [33]). K tomuto účelu posloužil diagram vzpěrné pevnosti uvedený v katalogu na straně 96. Nejprve bylo ale nutné stanovit Eulerův případ namáhání a také redukovanou délku l_r . Výsledkem je pak dovolené zatížení silou F_{dov} . Míra bezpečnosti je stanovena výrobcem koeficientem $k_v = 2$.

Mému způsobu provedení hydromotoru odpovídá Eulerův případ 3, viz obrázek 87.



Obrázek 87: Vzpěrná pevnost – Eulerův případ 3 [33]

Délku s jsem stanovil z maximálního zdvihu a velikosti závěsného oka na pístnici.

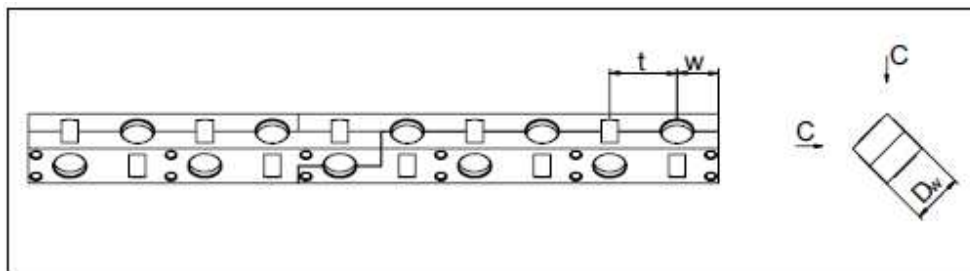
$$s = 110 \text{ mm}$$

$$l_r = 0,7 * 110 = 77 \text{ mm}$$

Dle diagramu se s vypočítanou redukovanou délkou menší než 100 mm pohybují již mimo rozsah a dovolená síla bude vyšší než 200 kN. Tato síla několikanásobně převyšuje maximální působící sílu na hydromotor $F_{\text{zdvih(max.)}$.

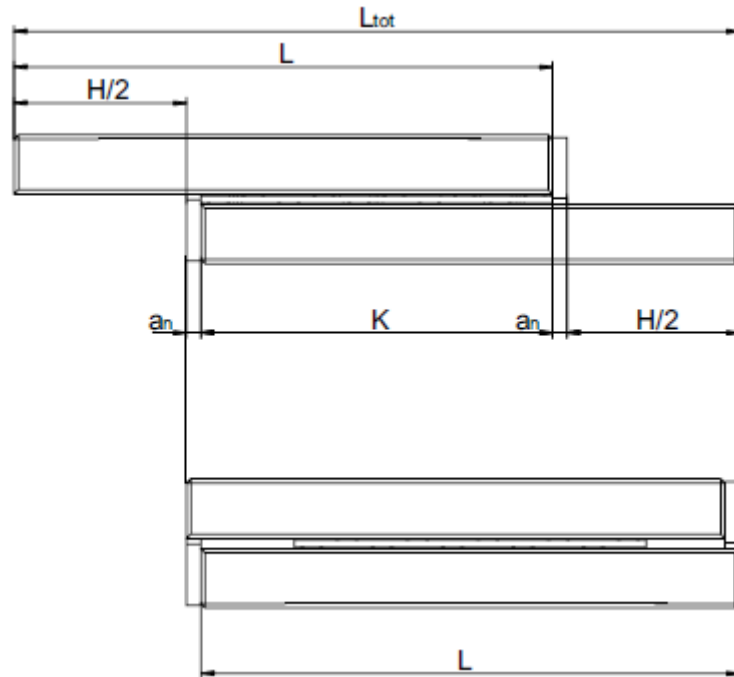
4.2.2 Vedení zdvihu

Následující výpočty ekvivalentního zatížení a životnosti lineárních válečkových vedení *Schneeberger RNG* jsem provedl dle katalogu *Schneeberger* ([30]).



Type	Size	Dw	t	w	C per roller in N	Max. length in mm
KBN	4	4.5	6.5	approx. 4	850	900
	6	6.5	8.5	approx. 5	1'800	1'500
	9	9	12	approx. 7.5	3'900	1'500
	12	12	15	approx. 9	6'500	1'500

Obrázek 88: Schneeberger RNG – parametry klece typu KBN [30]



Obrázek 89: Schneberger RNG – příklad instalace [30]

Délka kolejnice: $L = 205 \text{ mm}$

Celková délka přesahů kolejnic: $H = 2 \cdot 50 = 100 \text{ mm}$ (plyne z celkového zdvihu nosiče palet)

Velikost rozměru a_n se vztahuje ke koncovému dílu kolejnic a značí jeho velikost. V mém případě $a_n = 4 \text{ mm}$.

Délka klece: $K = L - H/2 - a_n = 205 - 50 - 4 = 151 \text{ mm}$ (viz obr. 89)

Celkový počet valivých elementů v kleci: $R_A = (K - 2 \cdot w)/t + 1 = (151 - 2 \cdot 7,5)/12 + 1 = 12,3 \rightarrow 12$ (viz obr. 88)

Počet valivých elementů pod trvalým zatížením: $R_T = R_A = 12$

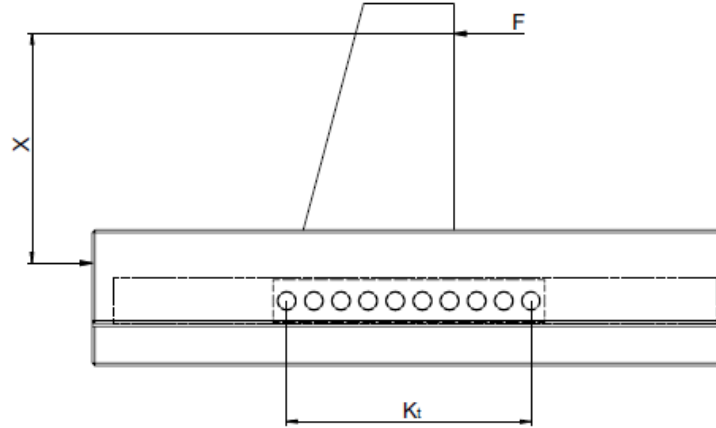
Korekční činitel (umožňuje rozdělit vnější zatížení na několik valivých prvků): $R_{T\min} = R_T/4 = 12/4 = 3$

Nosná délka klece: $K_t = (R_A - 1) \cdot t = (12 - 1) \cdot 12 = 132 \text{ mm}$

Ekvivalentní zatížení vztážené na jeden valivý element:

Při výpočtu vycházím ze vzorového příkladu výpočtu číslo 3 dle katalogu ([30]) na straně 105. Příklad číslo 3 je zobrazen na obrázku 90. V mé aplikaci je pouze celé schéma přetočeno do svislé roviny. Pro maximální působící moment uvažuji zatížení pouze

jednou paletou s obrobkem. Umístění obrobku na paletě, jeho rozměry a hmotnost odpovídají nejnepříznivějšímu stavu zatěžování (viz kapitola 3.4.1).



Obrázek 90: Schéma zatěžování vedení zdvihu – příklad 3 [30]

$M_k = 1773 \text{ Nm} = 1773000 \text{ Nmm}$ (viz kapitola 4.1)

Ekvivalentní zatížení na jeden váleček:
$$P = \frac{F}{K_t} \cdot \frac{X}{2} \cdot \frac{1}{R_{Tmin}} = \frac{M_k}{2 \cdot K_t \cdot R_{Tmin}} = \frac{1773000}{2 \cdot 132 \cdot 3} = 2238 \text{ N}$$

$P < C$; $2238 < 3900 \text{ N}$

Výpočet životnosti [30]:

Faktor tvrdosti: $f_H = 1$

Faktor teploty: $f_T = 1$

$C = 3900 \text{ N}$ (viz obrázek 88)

Efektivní nosnost na jeden valivý prvek: $C_{eff} = f_H \cdot f_T \cdot C = 1 \cdot 1 \cdot 3900 = 3900 \text{ N}$

Faktor pravděpodobnosti události: $a = 1$

Dynamické ekvivalentní zatížení: $P = P \cdot R_T = 2238 \cdot 12 = 26861 \text{ N}$

Jmenovitá životnost:
$$L_m = a \cdot \left(\frac{C_{eff}}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 = 1 \cdot \left(\frac{12 \cdot 3900}{26861} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 = 636436 \text{ m}$$

Jelikož se v rámci jednoho pracovního cyklu paletové výměny vykoná pohyb nosiče palet v ose Z o 50 mm celkem šestkrát, tak lze vypočítat, že životnost vedení zdvihu odpovídá počtu přes dva miliony paletových výměn. Tuto hodnotu považuji za dostatečnou.



4.3 Lineární osa

4.3.1 Lineární vedení

Výpočet zatěžování lineárního vedení jsem provedl dle vzorového výpočtu v katalogu společnosti THK ([35]). Výpočet jsem realizoval pro tři různé zátěžné stavy (případy). Cílem výpočtu je zjistit ekvivalentní zatížení jednotlivých vozíků a stanovit životnost. Při výpočtu se musí brát ohled na to, že zatížení při zrychlování či zpomalování lineární osy bude jiné než při statické poloze. Rychlost a zrychlení lineární osy uvažuji dle případu uvedeného v kapitole 3.2.1.

Výpočet životnosti je proveden dle katalogu *Schneeberger*, viz ([36]).

Tíha pohybujících se hmot:

Jelikož na vozíky působí několik hmot s různými těžišti, tak jsem zatížení rozdělil do několika skupin. Jedná se o lineární osu (základ manipulátoru), rotační osu spolu se zdvihem a konečně palety s obrobky. Obrobky uvažuji maximální a v nejnepříznivějším umístění.

Hmotnost základu manipulátoru: $m_m = 506 \text{ kg}$

Hmotnost motoru lineární osy: $m_{\text{mot lin}} = 5 + 1,19 = 6,2 \text{ kg}$

Tíha lineární osy: $F_{\text{lin}} = (m_m + m_{\text{mot lin}}) * g = (506 + 6,2) * 9,81 = 5025 \text{ N}$

Hmotnost hydromotoru: $m_h = 3 + \text{zdvih} * 0,01161 = 3 + 55 * 0,01161 = 3,6 \text{ kg}$ [31]

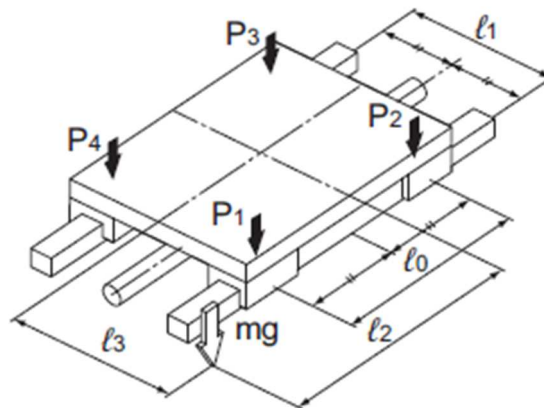
Tíha rotační osy a zdvihu: $F_{\text{rot+zdvih}} = (m_n + m_r + m_{\text{pre rot}} + m_{\text{mot rot}} + m_h) * g = (100 + 40 + 10,8 + 6,7 + 3,6) * 9,81 = 1580 \text{ N}$

Tíha dvou palet včetně obrobků: $F_{2p} = 2 * (m_p + m_o) * g = 2 * (80 + 300) * 9,81 = 7456 \text{ N}$

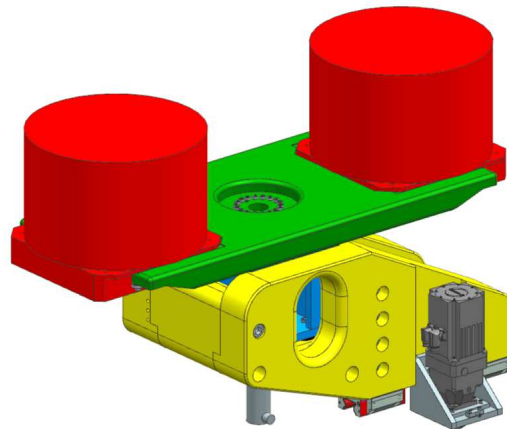
Tíha jedné palety včetně obrobku: $F_{1p} = F_{2p} / 2 = 7456 / 2 = 3728 \text{ N}$

Celková hmotnost pohybujících se hmot: $m_{\text{celk(poh)}} = m_{\text{zdvih max}} + m_h + m_m + m_{\text{mot lin}} = 917,5 + 3,6 + 506 + 6,2 = 1433,3 \text{ kg}$

Celková tíha pohybujících se hmot: $F_{\text{celk poh}} = m_{\text{celk poh}} * g = 1433,3 * 9,81 = 14061 \text{ N}$



Obrázek 91: Schéma zatěžování lineárního vedení (THK) [35]



Obrázek 92: Příklad zatěžování 1

Při výpočtu vycházím ze schématu na obrázku 91, kde P_1 až P_4 znázorňuje zatížení jednotlivých vozíků. Šipky představují kladný směr zatěžování. Schéma na obrázku 91 je aplikováno na konkrétní provedení manipulátoru paletové výměny dle obrázku 92. Ve všech případech zatěžování budou stejné hodnoty pouze l_0 a l_1 , jelikož se jedná o parametry definované montáží vozíků. Budou se měnit parametry l_2 a l_3 , které představují vzdálenosti od průsečíku diagonál vozíků k působišti tíhových sil.

$$l_0 = 0,338 \text{ m}$$

$$l_1 = 0,36 \text{ m (rozchod kolejnic)}$$

Statická poloha manipulátoru [35]:

Zatížení vozíků od tíhy základu manipulátoru a rotační osy se zdvihem bude ve všech případech totožné. Lišit se bude pouze zatížení od palet s obrobky.



Případ 1

Případ 1 představuje manipulátor ve výchozí poloze s naloženými dvěma paletami s obrobky (viz obrázek 92).

Zatížení vozíků od základu manipulátoru:

$$l_2 = 0,212 \text{ m}$$

$$l_3 = 0 \text{ m}$$

$$P_{1(lin)} = P_{4(lin)} = \frac{F_{lin}}{4} + \frac{F_{lin} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{5025}{4} + \frac{5025 \cdot 0,212}{2 \cdot 0,338} = 2832 \text{ N}$$

$$P_{2(lin)} = P_{3(lin)} = \frac{F_{lin}}{4} - \frac{F_{lin} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{5025}{4} - \frac{5025 \cdot 0,212}{2 \cdot 0,338} = -320 \text{ N}$$

Zatížení od rotační osy a zdvihu:

$$l_2 = 0,38 \text{ m}$$

$$l_3 = 0 \text{ m}$$

$$P_{1(rot+zdvih)} = P_{4(rot+zdvih)} = \frac{F_{rot+zdvih}}{4} + \frac{F_{rot+zdvih} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{1580}{4} + \frac{1580 \cdot 0,38}{2 \cdot 0,338} = 1283 \text{ N}$$

$$P_{2(rot+zdvih)} = P_{3(rot+zdvih)} = \frac{F_{rot+zdvih}}{4} - \frac{F_{rot+zdvih} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{1580}{4} - \frac{1580 \cdot 0,38}{2 \cdot 0,338} = -493 \text{ N}$$

Zatížení od palet s obrobky:

$$l_2 = 0,38 \text{ m}$$

$$l_3 = 0 \text{ m}$$

$$P_{1(obr)1} = P_{4(obr)1} = \frac{F_{2p}}{4} + \frac{F_{2p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{7456}{4} + \frac{7456 \cdot 0,38}{2 \cdot 0,338} = 6055 \text{ N}$$

$$P_{2(obr)1} = P_{3(obr)1} = \frac{F_{2p}}{4} - \frac{F_{2p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{7456}{4} - \frac{7456 \cdot 0,38}{2 \cdot 0,338} = -2327 \text{ N}$$

Celkové zatížení v případě 1:

$$P_1 = P_4 = P_{1(lin)} + P_{1(rot+zdvih)} + P_{1(obr)1} = 2832 + 1283 + 6055 = 10170 \text{ N}$$

$$P_2 = P_3 = P_{2(lin)} + P_{2(rot+zdvih)} + P_{2(obr)1} = -320 + (-493) + (-2327) = -3140 \text{ N}$$



Případ 2

Případ 2 je stejný s případem 1. Jediným rozdílem je přítomnost pouze jedné palety s obrobkem na nosiči palet. To způsobí posunutí působíště tíhové síly. Paleta se nachází na straně nosiče blíže k pracovnímu prostoru stroje.

Zatížení od palet s obrobky:

$$l_2 = 0,38 + l_0 = 0,38 + 0,482 = 0,862 \text{ m}$$

$$l_3 = 0 \text{ m}$$

$$P_{1(obr)2} = P_{4(obr)2} = \frac{F_{1p}}{4} + \frac{F_{1p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{3728}{4} + \frac{3728 \cdot 0,862}{2 \cdot 0,338} = 5685 \text{ N}$$

$$P_{2(obr)2} = P_{3(obr)2} = \frac{F_{1p}}{4} - \frac{F_{1p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{3728}{4} - \frac{3728 \cdot 0,862}{2 \cdot 0,338} = -3822 \text{ N}$$

Celkové zatížení v případě 2:

$$P_1 = P_4 = P_{1(lin)} + P_{1(rot+zdvih)} + P_{1(obr)2} = 2832 + 1283 + 5685 = 9800 \text{ N}$$

$$P_2 = P_3 = P_{2(lin)} + P_{2(rot+zdvih)} + P_{2(obr)2} = -320 + (-493) + (-3822) \\ = -4635 \text{ N}$$

Případ 3

Případ 3 je totožný s případem 2. Pouze nosič palet je natočen o 45 stupňů. Tato pozice nosiče palet by měla dle mého předpokladu výrazně zatížit vozík číslo 1.

Zatížení od palet s obrobky:

$$l_2 = 0,721 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,341 \text{ m}$$

$$P_{1(obr)3} = \frac{F_{1p}}{4} + \frac{F_{1p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{F_{1p} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{3728}{4} + \frac{3728 \cdot 0,721}{2 \cdot 0,338} + \frac{3728 \cdot 0,341}{2 \cdot 0,36} = 6673 \text{ N}$$

$$P_{2(obr)3} = \frac{F_{1p}}{4} - \frac{F_{1p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{F_{1p} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{3728}{4} - \frac{3728 \cdot 0,721}{2 \cdot 0,338} + \frac{3728 \cdot 0,341}{2 \cdot 0,36} \\ = -1278 \text{ N}$$

$$P_{3(obr)3} = \frac{F_{1p}}{4} - \frac{F_{1p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{F_{1p} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{3728}{4} - \frac{3728 \cdot 0,721}{2 \cdot 0,338} - \frac{3728 \cdot 0,341}{2 \cdot 0,36} \\ = -4810 \text{ N}$$

$$P_{4(obr)3} = \frac{F_{1p}}{4} + \frac{F_{1p} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{F_{1p} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{3728}{4} + \frac{3728 \cdot 0,721}{2 \cdot 0,338} - \frac{3728 \cdot 0,341}{2 \cdot 0,36} = 3142 \text{ N}$$

Celkové zatížení v případě 3:

$$P_1 = P_{1(lin)} + P_{1(rot+zdvih)} + P_{1(obr)3} = 2832 + 1283 + 6673 = 10788 \text{ N}$$

$$P_2 = P_{2(lin)} + P_{2(rot+zdvih)} + P_{2(obr)3} = -320 + (-493) + (-1278) = -2091 \text{ N}$$

$$P_3 = P_{3(lin)} + P_{3(rot+zdvih)} + P_{3(obr)3} = -320 + (-493) + (-4810) = -5623 \text{ N}$$

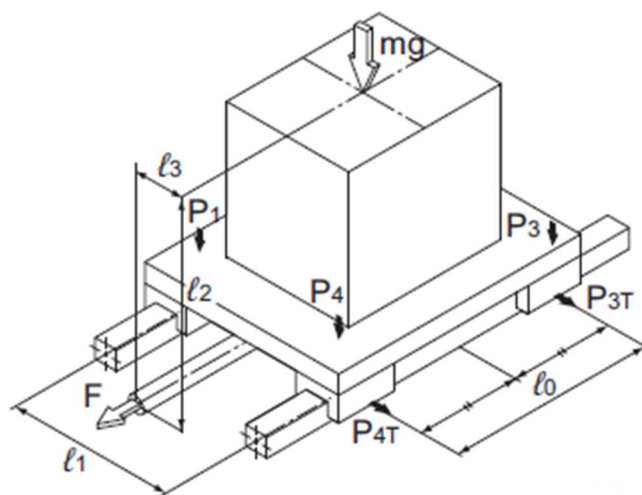
$$P_4 = P_{4(lin)} + P_{4(rot+zdvih)} + P_{4(obr)3} = 2832 + 1283 + 3142 = 7257 \text{ N}$$

Z předchozích případů vyplývá, že nejvyšší zatížení působí v případě 3 a to na vozík číslo jedna (10788 N).

Dále budu ovšem ve výpočtech zatížení při zrychlování a zpomalování lineární osy uvažovat pouze případ 1, jelikož maximální zatížení působící na jeden vozík (10170 N) je vyšší než v případě 2 (9800 N). Při uvažovaném případě 3 se lineární osa nebude vůbec pohybovat.

Zrychlování manipulátoru směrem ke stroji [35]:

Při výpočtu vycházím ze schématu na obrázku 93, které je aplikováno na konkrétní případ manipulátoru dle obrázku 92. Tíhové zatížení od jednotlivých komponent jsem v tomto případě nahradil celkovou hmotností působící v těžišti manipulátoru. Parametry l_0 a l_1 zůstávají stejné, ale zcela se změní hodnoty l_2 a l_3 . Hodnoty l_2 a l_3 značí v mém případě vzdálenosti stykového místa ozubeného hřebenu a pastorku od těžiště manipulátoru v příslušných osách. Těžiště spolu s parametry l_2 a l_3 jsem zjistil pomocí softwaru *Siemens NX*.



Obrázek 93: Schéma zatěžování lineárního vedení – setrvačné hmoty (THK) [35]



$$l_2 = 0,55 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,3 \text{ m}$$

Vertikální zatížení vozíků:

$$P_{1a1} = P_{4a1} = P_1 + \frac{m_{celk(poh)} \cdot a \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 10170 + \frac{1433,3 \cdot 1 \cdot 0,55}{2 \cdot 0,338} = 11337 \text{ N}$$

$$P_{2a1} = P_{3a1} = P_2 - \frac{m_{celk(poh)} \cdot a \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -3140 - \frac{1433,3 \cdot 1 \cdot 0,55}{2 \cdot 0,338} = -4306 \text{ N}$$

Boční zatížení:

$$P_{1Ta1} = P_{4Ta1} = \frac{m_{celk(poh)} \cdot a \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{1433,3 \cdot 1 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,338} = 636 \text{ N}$$

$$P_{2Ta1} = P_{3Ta1} = -\frac{m_{celk(poh)} \cdot a \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -636 \text{ N}$$

Kombinované (ekvivalentní) zatížení:

$$P_{1Ea1} = P_{4Ea1} = |P_{1a1}| + |P_{1Ta1}| = 11337 + 636 = 11973 \text{ N}$$

$$P_{2Ea1} = P_{3Ea1} = |P_{2a1}| + |P_{2Ta1}| = 4306 + 636 = 4942 \text{ N}$$

Zpomalování směrem ke stroji:

Při zpomalování bude kombinované zatížení stejné jako při zrychlování. To je dáno tím, že těžiště manipulátoru, ve kterém uvažuji působení tíhy, leží mimo prostor, který je vymezený čtyřmi vozíky. Jediná změna nastane v obrácení znamének v případě bočního zatížení.

Kombinované zatížení:

$$P_{1Ea2} = P_{4Ea2} = P_{1Ea1} = 11973 \text{ N}$$

$$P_{2Ea2} = P_{3Ea2} = P_{2Ea1} = 4942 \text{ N}$$

Zrychlování a zpomalování na opačný směr neuvažuji, jelikož výsledné zatížení by bylo stejné.

Průměrné zatížení vozíků [35]:

Při výpočtu průměrného zatížení jednotlivých vozíků beru v potaz vzdálenosti ujeté při zrychlování, zpomalování a také při konstantní rychlosti. Vycházím z kapitoly 3.2.1.

Dráha ujetá při zrychlování/zpomalování: $s_1 = s_3 = 0,125 \text{ m}$



Dráha při konstantním pohybu: $s_2 = 0,55$ m

Celková dráha: $s_{celk} = 0,8$ m

$$\begin{aligned} P_{m1} = P_{m4} &= \sqrt[3]{\frac{1}{s_{celk}} \cdot (P_{1Ea1}^3 \cdot s_1 + P_1^3 \cdot s_2 + P_{1Ea2}^3 \cdot s_3)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{1}{0,8} \cdot (11973^3 \cdot 0,125 + 10170^3 \cdot 0,55 + 11973^3 \cdot 0,125)} \\ &= 10800 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{m2} = P_{m3} &= \sqrt[3]{\frac{1}{s_{celk}} \cdot (P_{2Ea1}^3 \cdot s_1 + P_2^3 \cdot s_2 + P_{2Ea2}^3 \cdot s_3)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{1}{0,8} \cdot (4942^3 \cdot 0,125 + |-3140|^3 \cdot 0,55 + 4942^3 \cdot 0,125)} \\ &= 3893 \text{ N} \end{aligned}$$

Statický faktor spolehlivosti [36]:

Jak je vidět z výše provedených výpočtů, tak nejvyšší zatížení působí na vozíky číslo 1 a 4 při zrychlování i zpomalování. Zatížení je dle předpokladu vyšší, než zatížení působící při statické poloze manipulátoru na vozík číslo jedna v rámci případu 3. Z toho vycházím při výpočtu statického faktoru spolehlivosti.

Vozíky *Schneeberger MR W 45-A*

Statická únosnost: $C_0 = 167500$ N

Dynamická únosnost: $C_{100} = 93400$ N

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{1Ea1}} = \frac{167500}{11973} = 14$$

Životnost [36]:

Výpočet životnosti provedu pro nejvíce zatěžovaný vozík (P_{m1}), kde vyjde životnost nejnižší.

Pravděpodobnost události: $a_1 = 1$ (90 %)



$$L_{nom} = a_1 \cdot \left(\frac{C}{P_{m1}}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 1 \cdot \left(\frac{93400}{10800}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 132782 \text{ km}$$

Jelikož manipulátor během jednoho cyklu paletové výměny urazí 4,7 m, tak životnost vychází přes 20 milionů cyklů, což považuji za dostatečné.

4.3.2 Ozubený hřeben a pastorek

Při výpočtu uvažuji pastorek se šikmým ozubením v kombinaci s jednostupňovou planetovou převodovkou o převodovém poměru 10 ZV220S_P421. Toto kompletní řešení pastorků s integrovanou převodovkou pro ozubené hřebeny nabízí společnost STÖBER. Následující parametry vychází z katalogu ([37]).

Modul ozubení: $m = 2$

Průměr roztečné kružnice pastorku: $d_0 = 42,4 \text{ mm}$

Maximální povolená posuvová síla při zrychlování: $F_{v2B} = 3,2 \text{ kN}$

Maximální přípustný moment při zrychlování: $M_{2B} = 67 \text{ Nm}$

Lineární vůle: $\Delta s = 25 \text{ }\mu\text{m}$

Převodový poměr planetové převodovky: $i_p = 10$

Výpočet obvodové síly působící na pastorek:

$$F_o = m_{celk(poh)} \cdot a = 1433,3 \cdot 1 = 1433,3 \text{ N} \leq 3200$$

Výpočet požadovaného krouticího momentu:

$$M = \frac{F_o \cdot d_0}{2000} = \frac{1433,3 \cdot 42,4}{2000} = 30,4 \text{ Nm} \leq 67$$

Výpočet otáček pastorku:

Rychlost posuvu lineární osy: $v = 0,5 \text{ m/s}$

Výkon přenášený pastorkem: $P_{pas} = F_o \cdot v = 1433,3 \cdot 0,5 = 717 \text{ W} = 0,717 \text{ kW}$

$$n_{pas} = \frac{9550 \cdot P_{pas}}{M} = \frac{9550 \cdot 0,717}{30,4} = 225 \text{ ot/min}$$

4.3.3 Motor

Požadované parametry motoru:

Účinnost planetové převodovky: $\eta_{p(lin)} = 0,97$

Požadovaný moment motoru při zrychlování:

$$M_{mot} = \frac{M}{i_p \cdot \eta_{p(lin)}} = \frac{30,4}{10 \cdot 0,97} = 3,1 \text{ Nm}$$

Požadované otáčky motoru při konstantní rychlosti lineární osy:

$$n_{mot} = n_{pas} \cdot i_p = 225 \cdot 10 = 2250 \text{ ot/min}$$

Výběr motoru:

Motor jsem zvolil kvůli dobré kompatibilitě s převodovkou také od společnosti STÖBER. Jedná se o synchronní servomotor EZ501U (obr. 94).

Type	K_{EM} [V/1000 rpm]	n_n [rpm]	M_n [Nm]	I_n [A]	K_{MN} [Nm/A]	P_n [kW]	M_0 [Nm]	I_0 [A]	K_{M0} [Nm/A]	M_R [Nm]	M_{max} [Nm]	I_{max} [A]	R_{UV} [Ω]	L_{UV} [mH]	T_{ei} [ms]	J_{dm} [10 ⁻⁴ kgm ²]	m_{dm} [kg]
EZ301U	40	6000	0.89	1.93	0.46	0.56	0.95	2.02	0.49	0.04	2.80	12.7	11.70	39.80	3.40	0.19	1.50
EZ301U	40	3000	0.93	1.99	0.47	0.29	0.95	2.02	0.49	0.04	2.80	12.7	11.70	39.80	3.40	0.19	1.50
EZ302U	42	6000	1.50	3.18	0.47	0.94	1.68	3.48	0.49	0.04	5.00	17.8	4.50	18.70	4.16	0.29	2.10
EZ302U	86	3000	1.59	1.60	0.99	0.50	1.68	1.67	1.03	0.04	5.00	8.55	17.80	75.00	4.21	0.29	2.10
EZ303U	55	6000	1.96	3.17	0.62	1.2	2.25	3.55	0.65	0.04	7.00	16.9	4.90	21.10	4.31	0.40	2.60
EZ303U	109	3000	2.07	1.63	1.27	0.65	2.19	1.71	1.30	0.04	7.00	8.25	20.30	68.70	5.24	0.40	2.60
EZ401U	47	6000	2.30	4.56	0.50	1.4	2.80	5.36	0.53	0.04	8.50	33.0	1.94	11.52	5.94	0.93	4.00
EZ401U	96	3000	2.80	2.74	1.02	0.88	3.00	2.88	1.06	0.04	8.50	16.5	6.70	37.70	5.63	0.93	4.00
EZ402U	60	6000	3.50	5.65	0.62	2.2	4.90	7.43	0.66	0.04	16.0	43.5	1.20	8.88	7.40	1.63	5.10
EZ402U	94	3000	4.70	4.40	1.07	1.5	5.20	4.80	1.09	0.04	16.0	26.5	3.00	21.80	7.26	1.63	5.10
EZ404U	78	6000	5.80	7.18	0.81	3.6	8.40	9.78	0.86	0.04	29.0	51.0	0.89	7.07	7.94	2.98	7.20
EZ404U	116	3000	6.90	5.80	1.19	2.2	8.60	6.60	1.31	0.04	29.0	35.0	1.85	15.00	8.11	2.98	7.20
EZ501U	68	6000	3.40	4.77	0.71	2.1	4.40	5.80	0.77	0.06	16.0	31.0	2.10	12.10	5.76	2.90	5.00
EZ501U	97	3000	4.30	3.74	1.15	1.4	4.70	4.00	1.19	0.06	16.0	22.0	3.80	23.50	6.18	2.90	5.00
EZ502U	72	6000	5.20	7.35	0.71	3.3	7.80	9.80	0.80	0.06	31.0	59.0	0.76	5.60	7.37	5.20	6.50
EZ502U	121	3000	7.40	5.46	1.36	2.3	8.00	5.76	1.40	0.06	31.0	33.0	2.32	16.80	7.24	5.20	6.50

Obrázek 94: Parametry motorů STÖBER EZ [38]

Jmenovitý moment: $M_n = 4,3 \text{ Nm} \geq 3,1$

Maximální moment motoru: $M_{max} = 16 \text{ Nm}$

Jmenovité otáčky: $n_n = 3000 \text{ ot/min}$

Jmenovitý výkon motoru: $P_n = 1,4 \text{ kW}$

Moment setrvačnosti motoru: $I_{mot(lin)} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Moment setrvačnosti brzdy motoru: $I_{b(lin)} = 0,571 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Celkový moment setrvačnosti motoru: $I_{mot(celk)lin} = I_{mot(lin)} + I_{b(lin)} = 3,471 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Kontrola motoru:

Moment setrvačnosti posuvných hmot redukováný na hřídel motoru:

$$I_{pos} = \frac{m_{celk(poh)} \cdot d_0^2}{4 \cdot i_p^2} = \frac{1433,3 \cdot 0,0424^2}{4 \cdot 10^2} = 64,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti planetové převodovky: $I_{pre(lin)} = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$I_{red(lin)} = I_{mot(celk)lin} + I_{pre(lin)} + I_{pos} = (3,471 + 0,8 + 64,4) \cdot 10^{-4} \\ = 68,7 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

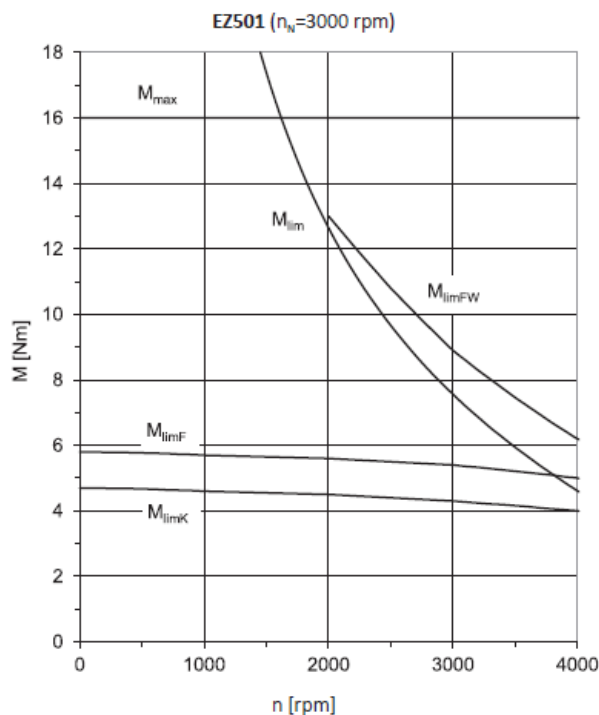
Požadované úhlové zrychlení na hřídeli motoru:

$$\alpha_{mot(lin)} = \frac{2 \cdot a}{d_0} \cdot i_p = \frac{2 \cdot 1}{0,0424} \cdot 10 = 471,7 \frac{1}{\text{s}^2}$$

Potřebný moment na hřídeli motoru:

$$M_{poz(mot)lin} = I_{red(lin)} \cdot \alpha_{mot(lin)} = 68,7 \cdot 10^{-4} \cdot 471,7 = 3,2 \text{ Nm} \leq 4,3$$

Motor bude v rámci cyklu jedné paletové výměny vytížen 38 % celkového času výměny. Z důvodu bezpečnosti a měnící se velikosti zátěže v podobě obrobků je motor dimenzován tak, aby byl po celou dobu cyklu provozován pod křivkou M_{limK} , kterou je ohraničen rozsah momentů pro kontinuální chod S1 (obr. 95).



Obrázek 95: Momentová charakteristika motoru EZ501U [38]



4.4 Výpočet nosiče palet

Výpočet zatížení a pevnostní výpočet nosiče palet jsem provedl pomocí metody konečných prvků (MKP) skrze software *Ansys*.

Model nosiče palet byl zjednodušen ve smyslu odstranění rádiusů a malých děr a sražení. Poté byla na nosič aplikována objemová síť s 9034 kvadratickými prvky v podobě osmistěňů.

Zatížení uvažuji v podobě gravitace v těžišti nosiče, bodové zatížení 380 kg jsem umístil symetricky na obě strany nosiče do vzdálenosti 410 mm od osy rotace. Na jednotlivých ramenech se zatížení opírá na ploše 15x300 mm. Pevné vetknutí představuje spodní připojovací plocha pro převodovku (posunutí budou na této ploše ve všech směrech nulová).

Vstupní parametry:

Youngův modul: $E = 110 \text{ GPa}$ (šedá litina)

Hustota: $\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$

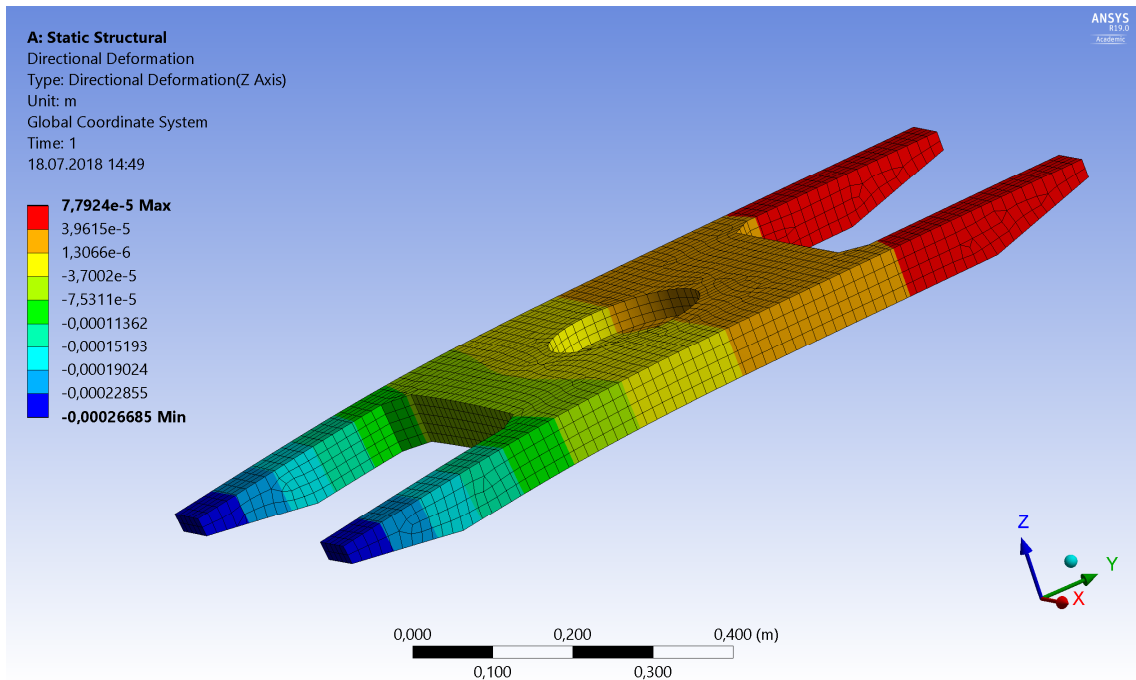
Poissonova konstanta: 0,28

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

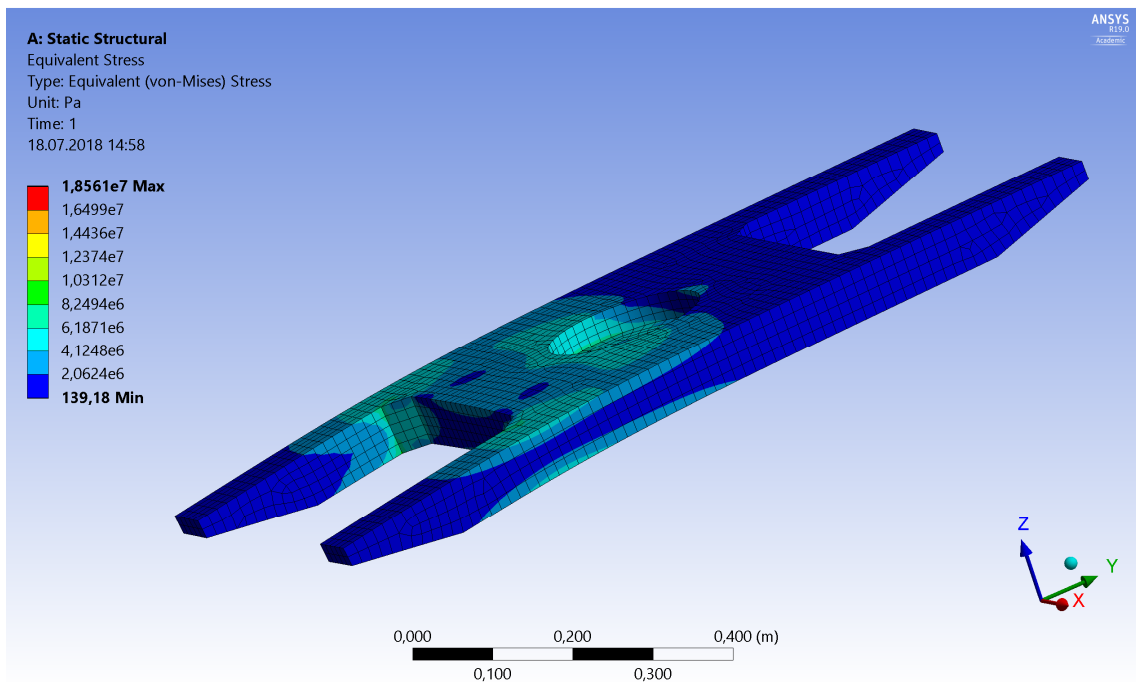
Teplota: 22 °C

Analýzy směrové deformace v ose Z a ekvivalentního zatížení jsou provedeny pro dva případy. Na obrázcích 96 a 97 je zatěžování pouze od jedné palety s obrobkem, která je umístěna na levé straně nosiče palet. Obrázky 98 a 99 představují zatížení od obou palet. Deformace v ostatních směrech znázorněny nejsou, jelikož vychází malé.

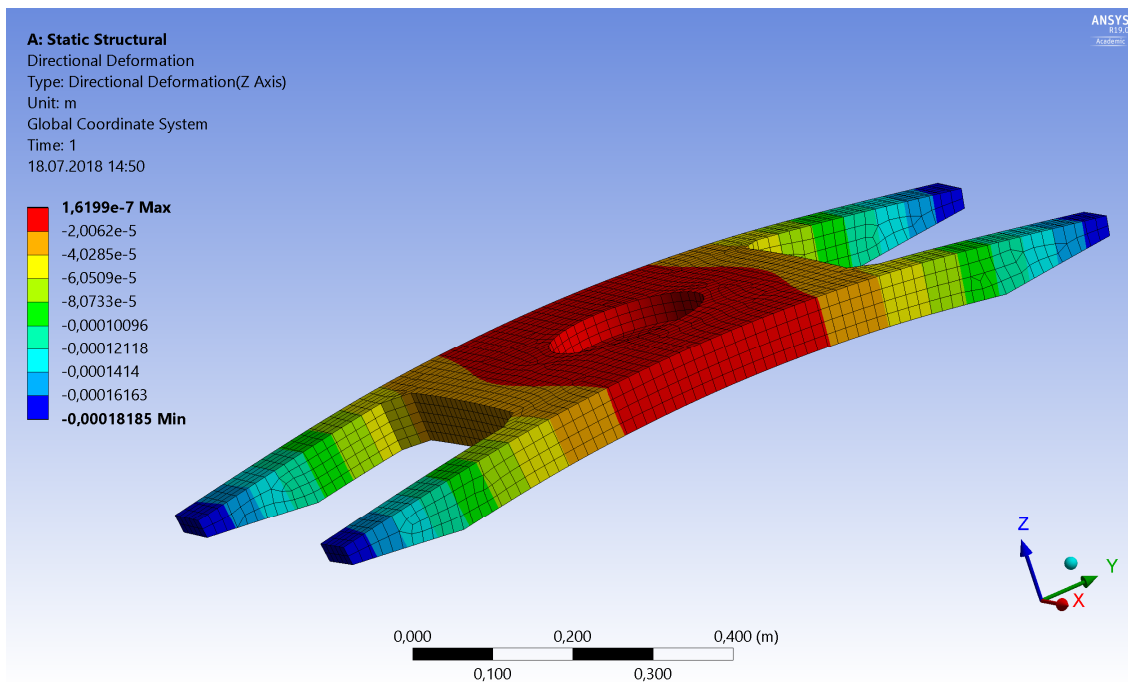
Deformace jsou na obrázcích pro názornost zvětšeny.



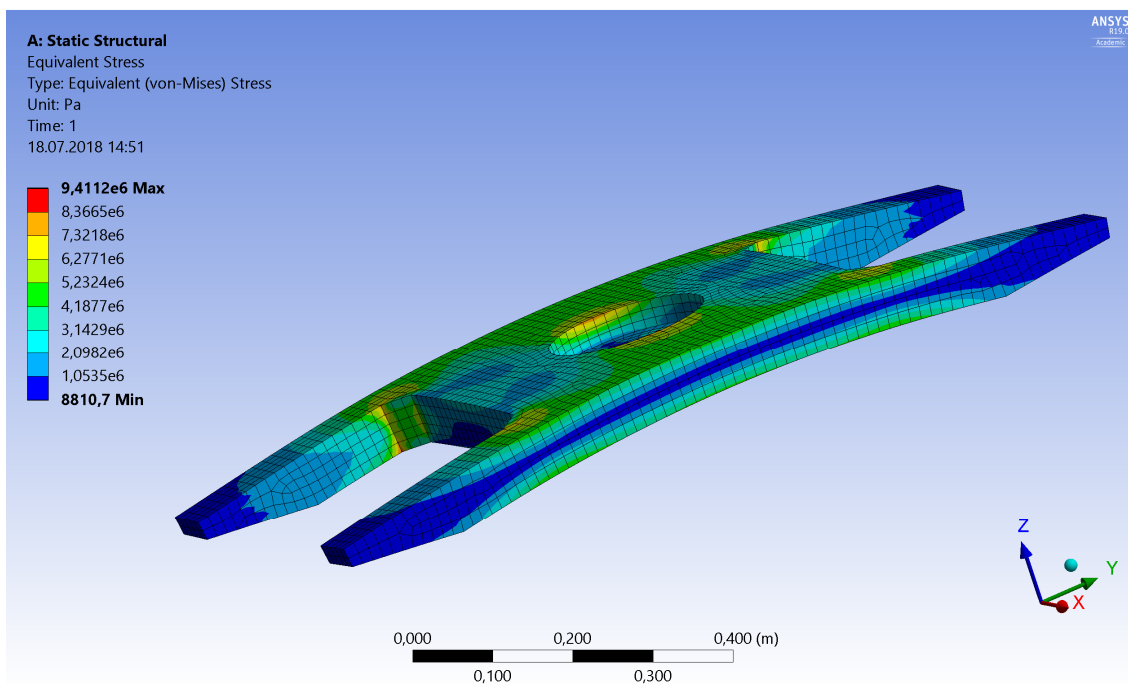
Obrázek 96: Směrová deformace nosiče palet v ose Z – jedna paleta



Obrázek 97: Ekvivalentní napětí nosiče palet – jedna paleta



Obrázek 98: Směrová deformace nosiče palet v ose Z – dvě palety

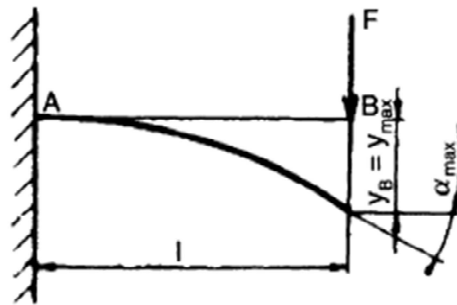


Obrázek 99: Ekvivalentní napětí nosiče palet – dvě palety

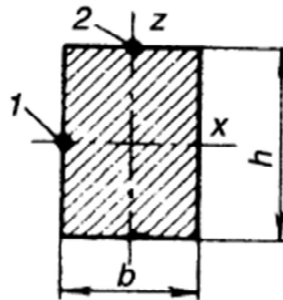
Z analýz plyne, že největší směrová deformace v ose Z nastává na konci nosiče při zatížení jednou paletou (0,27 mm), viz obrázek 96. Největšího ekvivalentního napětí je také dosaženo při namáhání jednou paletou, konkrétně 18,6 MPa. Toto napětí působí kolem pevného vetknutí nosiče. Pro analýzu ekvivalentního napětí (von-Mises) není

model zcela uzpůsoben. Z toho důvodu vychází napětí vyšší, ale i přesto se nachází hluboko pod mezí kluzu materiálu. Navržená konstrukce nosiče palet tedy vyhovuje.

Pro srovnání jsem výpočet průhybu poloviny nosiče palet s jednou paletou a maximálním obrobkem provedl také analyticky. Ramena nosiče jsem nahradil dvěma staticky určitými vetknutými nosníky obdélníkového průřezu. Vycházím z případu na obrázku 100. Na konci nosníku působí tíhová síla velikosti odpovídající polovině jedné palety s obrobkem.



Obrázek 100: Zatížení vetknutého nosníku [42]



Obrázek 101: Průřez nosníku [42]

Délka nosníku: $l = 450 \text{ mm}$ (vzdálenost osy rotace nosiče palet od těžiště obrobku)

Působící síla na nosník: $F = \frac{(m_p + m_o) \cdot g}{2} = 190 \cdot 9,81 = 1863,9 \text{ N} = 1,8639 \text{ kN}$

Kvadratický moment průřezu (obr. 101) [42]: $I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{70 \cdot 65^3}{12} = 1601979 \text{ mm}^4$

Maximální průhyb nosníku [42]:

$$y_{max} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{1,8639 \cdot 450^3}{3 \cdot 110 \cdot 1601979} = 0,32 \text{ mm}$$

Oba způsoby výpočtu průhybu nosiče palet vyšly obdobně s rozdílem 0,05 mm. To i přesto, že byl případ při analytickém výpočtu značně zjednodušen.



5 Závěr

Diplomová práce měla za cíl návrh automatické výměny palet pro stroj *MCU 450V-5X*. Byla zadána maximální hmotnost obrobku 380 kg včetně palety. Požadovaný maximální čas výměny palety byl stanoven na jednu minutu.

Nejprve byla v diplomové práci provedena analýza stávajících řešení automatické výměny obrobků, ze které vzešly návrhy možných konstrukčních řešení. Při zpracování rešerše jsem čerpal z řešení AVO různých výrobců obráběcích strojů. Velká část výrobců obráběcích strojů se zabývá systémy automatické výměny obrobků a nabízí své stroje v provedeních s různými variantami této automatizace.

Největší část práce se věnuje návrhu vybrané varianty paletové výměny a integraci do stroje. Součástí jsou návrhové a kontrolní výpočty, 3D model sestavy paletizace a také výkresová dokumentace. Výpočty se týkají návrhu pohonů jednotlivých pohybových os, dimenzování lineárních vedení a také pevnostních výpočtů. Do výkresové dokumentace je zahrnut výkres sestavy paletové výměny, výrobní výkres nosiče palet a výrobní výkres příruby pro utěsnění převodovky rotační osy.

Navržený manipulátor disponuje jednou lineární osou, jednou rotační osou a také zdvihem ve svislé ose. Manipulátor je dimenzován na manipulaci se dvěma paletami s obrobky, což představuje 720 kg. Možnost nést více palet výrazně zkrátila celkový čas výměny palet. Mnou navržený cyklus dosahuje času výměny 35 vteřin, což s přehledem splňuje požadavek jedné minuty.

Maximální obrobek upínaný na paletu je dle zadání průměru 450 mm, výšky 285 mm a hmotnosti 300 kg. Paleta je čtvercová 400x400 mm. Jelikož se bude paleta zvedat nad upnutou polohu o 40 mm, tak lze upnout až o 40 mm vyšší obrobek při zachování dostatečné výškové rezervy od výměny nástrojů.

Paletizace je umístěna v zadní části stroje pod zásobníkem nástrojů, přičemž je manipulátor navržen s ohledem na co nejmenší zástavbu. Práce také zahrnuje návrh úpravy vnitřního a vnějšího krytování stroje.

Implementování automatické výměny palet do stroje *MCU 450V-5X* zvýší produktivitu stroje, jelikož odpadnou vedlejší časy nutné pro ruční výměnu obrobku. V tom vidím hlavní přínos a smysl této diplomové práce. V případě zájmu zákazníka může být navíc paletizace doplněna o rotační zásobník palet, který zvýší počet odkládacích míst. Stávající odkládací místo může být také využito dalším manipulátorem, který by mohl přemístit paletu k dalšímu stroji, nebo ji někam založit.

Navržené řešení paletizace by bylo možné dále rozšířit o krytování manipulátoru, aby nedocházelo k znečišťování podlahy. Z palety bude odkapávat chladicí kapalina a také na ní budou třísky. Prostor paletové výměny by mohl být zakrytý například tím, že se celý manipulátor vloží do nějaké vany.



Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] *Přípravy na 59. mezinárodní strojírenský veletrh v Brně vrcholí* [online]. 2017 [cit. 2017-10-11]. Dostupný z WWW: <<https://www.sst.cz/cs/media-cr/napsali-o-nas/801-pripravy-na-59-mezinarodni-strojirensky-veletrh-v-brne-vrcholi>>.
- [2] *MCU 450V[T]-5X* [online]. [cit. 2018-05-26]. Dostupný z WWW: <<https://www.kovosvit.cz/mcu-450vt-5x-p45.html>>.
- [3] ČERVENKA, Jaroslav, Ivan DIVIŠ a Tomáš KRANNICH. Systémy AVN, AVO a třískové hospodářství. In: *TRENDY PO EMO MILANO 2015*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2016, s. 221-228. ISBN 978-80-904077-8-7.
- [4] Doležal, Martin. *Systémy automatické výměny obrobků (AVO)* [online]. 2011 [cit. 2017-11-08]. Dostupný z WWW: <<https://coptkm.cz/portal/?action=2&doc=30554&instance=2>>.
- [5] MAREK, Jiří a kolektiv. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. ISBN 9788026067801.
- [6] STACH, Eduard, Ivan DIVIŠ a Jan HUDEC. Systémy AVN, AVO a třískové hospodářství. In: *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, s. 149-157.
- [7] *Automation solutions* [online]. [cit. 2017-10-23]. Dostupný z WWW: <<http://www.grobgroup.com/en/product-lines/universal-machining-centers/automation-solutions.html>>.
- [8] *Pallet Systems* [online]. [cit. 2017-10-23]. Dostupný z WWW: <http://www.doosanmachinetools.com/usa/en/product/detail.do?CATEGORY_ID=mtu_s030300&PRODUCT_ID=mtusp0041>.
- [9] *New Power-Grip Zero Point Clamping System from RÖHM Clamps and Palletizes* [online]. [cit. 2017-12-04]. Dostupný z WWW: <<https://www.additivemanufacturing.media/suppliers/ROHM/content/44202e72-9f99-07a2-1322-1d6fee113a6d>>.
- [10] *VERO-S Quick-Change Pallet System* [online]. [cit. 2017-12-04]. Dostupný z WWW: <https://schunk.com/cz_en/homepage/vero-s/>.
- [11] *WH 10 top* [online]. [cit. 2017-10-18]. Dostupný z WWW: <<https://cz.dmgmori.com/products/automation/standard-automation/wh/wh-10-top>>.
- [12] *DMG MORI Automation* [online]. [cit. 2017-11-15]. Dostupný z WWW: <<https://en.dmgmori.com/products/automation>>.



- [13] *Pallet Systems* [online]. [cit. 2017-10-23]. Dostupný z WWW: <<https://www.okuma.com/pallet-systems>>.
- [14] *Automation* [online]. [cit. 2017-10-23]. Dostupný z WWW: <<https://www.mazakeu.com/machines-technology/by-product/automation/>>.
- [15] *Automation* [online]. [cit. 2017-10-23]. Dostupný z WWW: <https://www.hermle.de/en/machining_centres/automation>.
- [16] *Robot Systems* [online]. [cit. 2018-01-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.erowa.com/en/products/robot-systems.html>>.
- [17] *MAS - AUTOMATION* [online]. [cit. 2017-11-05]. Dostupný z WWW: <<https://www.kovosvit.cz/mas-automation.html>>.
- [18] *Chip removal* [online]. [cit. 2017-12-04]. Dostupný z WWW: <<http://www.erowa.com/en/products/workholding-systems/prodnav/PPM-Standardization.html>>.
- [19] *ROTOMORS SH-RB+TC/1600* [online]. [cit. 2017-12-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.rotomors.com/en/pc.asp?p=pallets-exchanger-with-two-automatic-pallets>>.
- [20] *LPP (Linear Pallet Pool) System* [online]. [cit. 2017-11-15]. Dostupný z WWW: <<https://www.dmgmori.co.jp/en/products/machine/id=1628>>.
- [21] *CPP (Carrier Pallet Pool) System* [online]. [cit. 2017-11-15]. Dostupný z WWW: <<https://www.dmgmori.co.jp/en/products/machine/id=1627>>.
- [22] *Round Pallet Pool (RPP) system* [online]. [cit. 2017-11-15]. Dostupný z WWW: <<https://www.dmgmori.co.jp/en/products/dmqp/detail/id=2165>>.
- [23] *MCU 700V[T]-5X* [online]. [cit. 2018-05-26]. Dostupný z WWW: <<https://www.kovosvit.cz/mcu-700vt-5x-p39.html>>.
- [24] *Clamping systems special application* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupný z WWW: <<https://www.berg-spanntechnik.de/en/produktprogramm/sonderanwendung/spm-hv.php>>.
- [25] *CanisDrive® Servo actuator with hollow shaft* [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupný z WWW: <<https://harmonicdrive.de/en/products/servo-products-1/actuators-with-hollow-shaft-1/canisdrive/>>.
- [26] *RV-N* [online]. [cit. 2018-06-06]. Dostupný z WWW: <<https://www.nabtesco.de/en/products/component-sets/rv-n/>>.
- [27] *E Series* [online]. [cit. 2018-06-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.spinea.com/en/products/twinspin/e-series>>.



- [28] *Gumový doraz 25150.1451* [online]. [cit. 2018-07-02]. Dostupný z WWW: <<https://www.halder.com/cz/Produkty/Normovane-dily/Strojni-elementy/Tlumici-elementy/Gumovy-doraz-valcovy/25150.1451>>.
- [29] *Accessories* [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupný z WWW: <https://www.stoeber.de/en/stoeber_global/produkte/getriebe/produkt_detail_seite_getriebe_5960.html>.
- [30] Katalog *LINEAR BEARINGS and Recirculating Units* (SCHNEEBERGER). 141 s. [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupný z WWW: <https://www.schneeberger.com/fileadmin/images/products/linear-bearings/Catalogue_linear_bearings_EN.pdf>.
- [31] *ZH1* [online]. [cit. 2018-06-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.hydraulics.cz/24972-zh1-linearni-primocary-hydromotor-dvojinny>>.
- [32] Katalog *Řídící a regulační technika* (ARGO-HYTOS). 359 s. [online]. [cit. 2018-06-16]. Dostupný z WWW: <https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/downloads/cz/Catalogue/Clickbook_FMC_katalog_CZ.pdf>.
- [33] Katalog *VÝROBNÍ KATALOG PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ* (HYDRAULICS). 107 s. [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupný z WWW: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2017.pdf>.
- [34] *Polohové spínače NG* [online]. [cit. 2018-07-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.euchner.cz/produkty/automatizace/polohove-spinace-en50041/ng/>>.
- [35] Katalog *LM Guide* (THK). 666 s. [cit. 2018-06-18]. Dostupný z WWW: <http://www.thk.ru/cataloguespdf/511E_01_LMGuide.pdf>.
- [36] Katalog *MONORAIL and AMS* (SCHNEEBERGER). 235 s. [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupný z WWW: <https://www.schneeberger.com/fileadmin/documents/downloadcenter/01_product_catalogues_company_brochures/01_Linear_and_profiled_guideways/01_MONORAIL_and_AMS/Applikationskatalog_EN.pdf>.
- [37] Katalog *ZV Rack and Pinion Drives* (STÖBER). 54 s. [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupný z WWW: <https://www.stoeber.de/media/stoeber_global/service/downloadcenter/tdv/kataloge/442506_02_KAT_ZV_Zahnstangentriebe.pdf>.
- [38] Katalog *Synchronous servo geared motors* (STÖBER). 764 s. [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupný z WWW: <https://www.stoeber.de/media/stoeber_global/service/downloadcenter/tdv/kataloge/442437_en_06_Servo_Geared_Motors.pdf>.



[39] Katalog *MELSERVO J4* (Mitsubishi Electric). 426 s. [online]. [cit. 2018-06-18].

Dostupný z WWW:

<<http://www.mitsubishielectric.com/dl/fa/document/catalog/servo/I03058/I03058g.pdf>>.

[40] *KR 500 FORTEC* [online]. [cit. 2018-01-15]. Dostupný z WWW:

<<https://www.kuka.com/cs-cz/produkty,-slu%C5%BEby/robotick%C3%A9-syst%C3%A9my/pr%C5%AFmyslov%C3%A9-roboty/kr-500-fortec>>.

[41] Katalog *HIGH PRECISION REDUCTION GEARS* (SPINEA). 150 s. [online]. [cit. 2018-06-18]. Dostupný z WWW:

<<http://www.spinea.com/svc/stream/media/downloads/Catalogues/Products/TwinSpin/Catalogue%20of%20Reduction%20gears>>.

[42] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2005. ISBN 80-7361-011-6.



Seznam obrázků

Obrázek 1: Stroj MCU 450V-5X [2]	16
Obrázek 2: MCU 450V-5X – lineární a rotační osy [2]	17
Obrázek 3: Princip zdvojeného pracovního prostoru (Rattler) [5]	19
Obrázek 4: AVO s otočným stolem a paletami (Kitamura) [4].....	20
Obrázek 5: Nosná deska (MAG) [5].....	21
Obrázek 6: Upínání palety pomocí upínacích čepů (Makino) [5]	23
Obrázek 7: Upínací systém POWER-GRIP [9].....	23
Obrázek 8: Upínací systém VERO-S [10]	24
Obrázek 9: UPC Universal Power Chuck [18].....	24
Obrázek 10: AVP s rotačním zásobníkem palet (DMG) [4].....	25
Obrázek 11: Přesouvání palety pomocí řetězu a čepu [5].....	25
Obrázek 12: Manipulace s paletou pomocí vedení (Rotomors) [19].....	26
Obrázek 13: Zásobník PC24 (Matsuura) [6]	27
Obrázek 14: Linear Pallet Pool (DMG MORI) [20].....	28
Obrázek 15: Carrier Pallet Pool (DMG MORI) [21]	28
Obrázek 16: CPP – manipulátor [12].....	29
Obrázek 17: CPP – manipulátor [21].....	29
Obrázek 18: Round Pallet Pool (DMG MORI) [12]	30
Obrázek 19: RPP – otočný výměník [22].....	30
Obrázek 20: PH50/20 [6]	31
Obrázek 21: PALLETACE-C (Okuma) [13]	31
Obrázek 22: Paletový bazén (Okuma) [13]	31
Obrázek 23: Multi Pallet Pool (Mazak) [14].....	32
Obrázek 24: Paletový výměník PW 3000 (Hermle) [15]	33
Obrázek 25: Paletový výměník PW 2000 (Hermle) [15]	33
Obrázek 26: Paletový výměník PW 150 (Hermle) [15]	34
Obrázek 27: Robot Dynamic 500 (Erowa) [16]	34
Obrázek 28: Erowa Robot Six (Erowa) [16].....	35
Obrázek 29: Robot Easy ERE (Erowa) [16]	35
Obrázek 30: Erowa Lift 250 (Erowa) [16].....	36
Obrázek 31: Paletový systém PSS-R13 (GROB) [7]	36
Obrázek 32: PSS-R – víceosý manipulátor (GROB) [7]	37
Obrázek 33: Zásobník LPS II (DOOSAN) [8]	37
Obrázek 34: Manipulace s obrobkem mezi stroji Hyundai [3]	39
Obrázek 35: Transport obrobků mezi svislým soustruhem VDZ 100 DS firmy SCHERER a frézovacím centrem DZ12W firmy CHIRON [3]	39
Obrázek 36: WH 10 top (DMG MORI) [11]	40
Obrázek 37: WH 10 top – robot (DMG MORI) [11]	40
Obrázek 38: 01 - FANUC Robot CR-35iA / 3D Area Sensor [3]	41
Obrázek 39: 02 - FANUC Robot CR-35iA / 3D Area Sensor [3]	41
Obrázek 40: KOVOSVIT MAS – robotizované pracoviště [17]	42



Obrázek 41: KOVOSVIT MAS – automatizovaná výrobní linka [17].....	42
Obrázek 42: Stroj MCU 700V-5X [23]	43
Obrázek 43: Otočný výměník – výchozí poloha.....	44
Obrázek 44: Otočný výměník – výměna palety	45
Obrázek 45: Lineární manipulátor – výchozí poloha	46
Obrázek 46: Lineární manipulátor – výměna palety.....	46
Obrázek 47: Průmyslový robot – výchozí poloha	47
Obrázek 48: Průmyslový robot – výměna palety.....	48
Obrázek 49: Navržený manipulátor paletové výměny	49
Obrázek 50: Lineární osa – časový průběh rychlosti (dráha 800 mm)	50
Obrázek 51: Rotační osa – časový průběh rychlosti (dráha 180 stupňů)	50
Obrázek 52: Výchozí stav cyklu paletové výměny	51
Obrázek 53: Pracovní cyklus paletové výměny.....	52
Obrázek 54: Grafické znázornění pracovního cyklu	52
Obrázek 55: Navržená strojní paleta	53
Obrázek 56: Pneumatický válec s čepem.....	54
Obrázek 57: Paleta na nosiči palet – pohled zespodu	54
Obrázek 58: Upínač Berg SPM-HV [24].....	55
Obrázek 59: Odkládací místo	56
Obrázek 60: Odkládací místo – řez upínacím bodem	56
Obrázek 61: Varianta s ložiskem s integrovaným vnějším ozubením	57
Obrázek 62: CanisDrive – parametry ložisek [25].....	58
Obrázek 63: CanisDrive (Harmonic Drive) [25].....	58
Obrázek 64: Převodovka Nabtesco RV-N [26]	59
Obrázek 65: Převodovka Spinea E-Series [27]	59
Obrázek 66: Řez manipulátorem	60
Obrázek 67: Maximální obrobky.....	61
Obrázek 68: Nejnepříznivější případ zatěžování.....	61
Obrázek 69: Vedení Schneeberger RNG [30].....	62
Obrázek 70: Hydraulický válec ZH1 v základním provedení [31].....	63
Obrázek 71: Hydraulické schéma zdvihu manipulátoru	66
Obrázek 72: Nastavovací deska [29].....	67
Obrázek 73: Plstěný pastorek [29].....	67
Obrázek 74: Mazací sada [29].....	68
Obrázek 75: Ozubený hřeben a pastorek Stöber ZVP [29]	68
Obrázek 76: Polohový spínač NG1HS (EUCHNER) [34].....	69
Obrázek 77: Návrh naváděcího čepu	70
Obrázek 78: Prostorové uspořádání stroje s paletizací	71
Obrázek 79: Návrh vnitřního krytování	72
Obrázek 80: Návrh vnějšího krytování.....	73
Obrázek 81: Rotační zásobník palet.....	73
Obrázek 82: Pracovní cyklus rotační osy [41]	75
Obrázek 83: Vztah mezi klopným momentem a axiální silou [41]	78



Obrázek 84: Graf účinnosti převodovky TS 170 [41]	79
Obrázek 85: Momentová charakteristika motoru HG-SR52B [39]	80
Obrázek 86: Výběr hydromotoru (HYDRAULICS) [33]	83
Obrázek 87: Vzpěrná pevnost – Eulerův případ 3 [33]	84
Obrázek 88: Schneeberger RNG – parametry klece typu KBN [30]	85
Obrázek 89: Schneeberger RNG – příklad instalace [30]	86
Obrázek 90: Schéma zatěžování vedení zdvihu – příklad 3 [30]	87
Obrázek 91: Schéma zatěžování lineárního vedení (THK) [35]	89
Obrázek 92: Příklad zatěžování 1	89
Obrázek 93: Schéma zatěžování lineárního vedení – setrvačné hmoty (THK) [35]	92
Obrázek 94: Parametry motorů STÖBER EZ [38]	96
Obrázek 95: Momentová charakteristika motoru EZ501U [38]	97
Obrázek 96: Směrová deformace nosiče palet v ose Z – jedna paleta	99
Obrázek 97: Ekvivalentní napětí nosiče palet – jedna paleta	99
Obrázek 98: Směrová deformace nosiče palet v ose Z – dvě palety	100
Obrázek 99: Ekvivalentní napětí nosiče palet – dvě palety	100
Obrázek 100: Zatížení vetknutého nosníku [42]	101
Obrázek 101: Průřez nosníku [42]	101



Seznam příloh

Výkresová dokumentace

ASM_000004128/00	PALETOVA VYMENA – MCU 450V-5X
PRT_000013576/00	NOSIC PALET
00-01-1753-01	PRIRUBA MOTORU

Elektronické přílohy

3D model sestavy paletové výměny, výkresová dokumentace, text práce, zadání, soubory softwaru Ansys