

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Řešení otočného stolu „D“ s nosností 2 x 1 500 kg

2015

Bc. Ondřej Jakoubek



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 19.6.2015

.....
podpis



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Vladimírovi Andrlíkovi, CSc. a konzultantovi v ABB Ing. Petrovi Kučerovi za připomínky, rady a předané zkušenosti při vypracovávání diplomové práce. Také bych rád poděkoval celé své rodině za podporu při studiu.



Anotace

Jméno autora:	Bc. Ondřej Jakoubek
Název diplomové práce:	Řešení otočného stolu „D“ s nosností 2 x 1 500 kg
Číslo diplomové práce:	1712
Rozsah diplomové práce:	108 str., 66 obr., 18 tab.
Školní rok vyhotovení:	2014-2015
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Konzultant:	Ing. Petr Kučera
Zadavatel tématu:	ABB
Datum odevzdání:	19.6.2015
Klíčová slova:	polohovadlo, otočný stůl, robot, svařování, pohonná jednotka
Anotace:	Předložená diplomová práce se zabývá návrhem otočného stolu „D“ s nosností 2 x 1 500 kg. Jedná se o polohovadlo s pěti rotačními osami a je určeno pro polohování svařencem vůči svařovací hlavici robota. Práce obsahuje několik variant konstrukce a pohonných jednotek pro rotační osy. Pro vhodnou variantu byly provedeny potřebné návrhové a kontrolní výpočty a vytvořena požadovaná technická dokumentace.



Annotation

Author:	Bc. Ondřej Jakoubek
Title:	Design of "D" Turntable Solution with a Capacity of 2 x 1,500 kg
Number:	1712
Extent:	108 p., 66 fig., 18 tab.
Academic Year:	2014-2015
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú 12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Consultant:	Ing. Petr Kučera
Submitter of the Theme:	ABB
Date of Handover:	19.6.2015
Keywords:	positioner, turntable, robot, welding, drive unit
Annotation:	<p>This thesis describes the design of a rotary table „D“ with a capacity of 2 x 1 500 kg. It is a positioner with five rotary axes and it is designed for positioning weldment toward to the welding head of the robot. Thesis includes several variants of construction and drive units for rotary axes. Necessary design and check calculations were made for a suitable alternative of positioner followed by creation of the technical documentation.</p>



Obsah

1 Úvod	15
2 Cíl práce	16
3 Robotické svařování	17
3.1 Základy technologie svařování.....	17
3.2 Svařování za pomoci robotů	18
3.3 Robotická pracoviště pro svařování.....	20
2.3.1 Rozdělení pracovišť z pohledu kinematiky pohybů	21
3.3.2 Charakteristika svařovacího pracoviště	21
3.3.3 Konfigurace robotické svařovací jednotky	22
3.3.4 Bezpečnostní vybavení pracovišť	23
3.3.5 Svařovací přípravky.....	23
4 Polohovadla pro robotické svařování	24
4.1 Jednoosá polohovadla s jedním přípravkem	24
4.2 Víceosá polohovadla s jedním přípravkem.....	25
4.3 Jednoosá polohovadla se dvěma přípravky	26
4.4 Dvouosá polohovadla se dvěma přípravky.....	27
4.5 Polohovadla s více přípravky	29
4.6 Lineární polohovadla	30
5 Polohovadlo typu „IRBP D“	31
6 Zdůvodnění řešení	34
7 Požadavky na polohovadlo.....	35
8 Základní návrhové výpočty	36
8.1 Návrhové výpočty centrální osy rotace	36
8.2 Návrhové výpočty polohovací osy 1	38
8.3 Návrhové výpočty polohovací osy 2	40
9 Varianty řešení částí polohovadla.....	43
9.1 Konstrukční uspořádání polohovadla.....	43
9.1.1 Vertikální osa rotace centrální otočné jednotky	43
9.1.2 Rotace kolem skloněné osy	44
9.2 Varianty řešení pohonu centrální osy	45
9.2.1 Varianta pohonu se servomotorem s převodovkou a ozubeným věncem s vnitřním ozubením.....	45
9.2.2 Varianta pohonu s prstencovým motorem.....	47
9.2.3 Varianta kompaktního pohonu se šnekovou převodovkou	48



9.2.4	Varianta s hydromotorem.....	49
9.2.5	Varianta pohonu s ozubeným řemenem.....	49
9.3	Varianty řešení pohonu polohovací osy 1.....	49
9.3.1	Pohon řešený jednotkou MTD od ABB.....	49
9.3.2	Varianta pohonu se servomotorem, převodovkou a vedením	50
9.3.3	Varianta pohonu s prstencovým motorem.....	51
9.4	Varianty řešení pohonu polohovací osy 2.....	51
9.5	Konstrukční řešení ramen	51
9.6	Volba vhodného řešení	52
10	Návrhové a kontrolní výpočty částí polohovadla.....	53
10.1	Předběžná volba MTD jednotek pro polohovací osy	53
10.2	Kontrola pohonné jednotky polohovací osy 2	53
10.3	Konstrukční řešení ramene polohovadla.....	57
10.3.1	Silový rozklad na rameni při natočení o úhel $\alpha=0^\circ$	57
10.3.2	Silový rozklad na rameni při natočení o úhel $\alpha=90^\circ$	61
10.3.3	Vypočtené napětí a deformace při natočení ramene o $\alpha=0^\circ$	62
10.3.4	Vypočtené napětí a deformace při natočení ramene o $\alpha=90^\circ$	63
10.3.5	Materiálová optimalizace ramene.....	64
10.3.6	Volba vhodné konstrukce ramene.....	68
10.3.7	Statická analýza vhodné konstrukce – Varianta E.....	68
10.3.8	Modální analýza vhodné konstrukce – Varianta E.....	72
10.4	Návrh a kontrola podpěrného ložiska na rameni	75
10.5	Kontrola pohonné jednotky polohovací osy 1	77
10.6	Návrh a kontrola pohonu centrální osy.....	79
10.6.1	Požadavek na kroutící moment na centrální ose.....	79
10.6.2	Výpočet převodových poměrů a volba základních komponentů pohonu centrální osy.....	80
10.6.3	Kontrola pohonu dle ABB	82
10.6.4	Kontrola radiálně-axiálního ložiska se zkříženými osami válečků	82
10.6.5	Kontrola ozubení pastorku a ozubeného věnce ložiska	85
10.6.6	Kontrola cykloidní převodovky.....	86
11	Kontrola kritických míst na polohovadle	90
11.1	Kontrola šroubových spojů na ramenech.....	90
11.2	Kontrola šroubových a kolíkových spojů pohonu centrální osy.....	91
11.3	Návrh a kontrola mechanismu předepnutí pastorku	93
12	Chyba v polohování	94



13	Umístění důležitých nakupovaných dílů na polohovadle	95
13.1	Přívod tekutinových médií a elektrických kabelů k přípravku.....	95
13.2	Umístění SMB jednotek.....	95
13.3	Kontrola umístění svařovacího přípravku.....	96
14	Závěr	98
15	Seznamy	100
15.1	Seznam použité literatury	100
15.2	Seznam obrázků	103
15.3	Seznam tabulek	106
15.4	Seznam použitého softwaru	107
15.5	Seznam příloh.....	108



Seznam použitých veličin a zkratek

Symbol	Veličina	Jednotka
a, b	Rozměry vyplývající z rozměrů ramene a umístění těžiště svařence	[mm]
$C_g, C_{rv},$ $C_{rc}, C_a,$ C_d	Akcelerační a třecí momenty na rad.-ax. ložisku	[kN·m]
$D(n)$	Otáčková životnost rad.-ax. ložiska	[ot]
D, A, B	Průměr a rozměry válce umístění těžiště svařence	[mm]
d_1, d_2	Průměr roztečných kružnic ozubení na pastorku a věnci	[mm]
D_n	Průměr dráhy válečků rad.-ax. ložiska	[mm]
$f_{1..6}$	Vlastní frekvence kmitání ramene zjištěné modální analýzou	[Hz]
F_{A1}, F_{R1}	Axiální a radiální síla působící na pohonnou jednotku PO1	[N]
F_{eq}	Ekvivalentní zatížení ložiska	[kN]
F_N	Normálové zatížení šroubu	[N]
F_p	Předepínací síla pro 1 sadu pružin	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
$G, G_{x1},$ G_{y1}	Síly od hmotnosti svařence	[N]
$G_{MTD},$ $G_{MTDx1},$ G_{MTDy1}	Síly od hmotnosti pohonné jednotky MTD2000	[N]
$G_N, G_{NR},$ G_{NA}	Síly od hmotnosti nevývahy svařence	[N]
$G_R, G_{Rx1},$ G_{Ry1}	Síly od hmotnosti ramene	[N]
$G_S, G_{SR},$ G_{SA}	Síly od hmotnosti stolu	[N]
$i_{16,20}$	Počet šroubů ve spoji	[-]
i_c	Celkový převodový poměr na CO	[-]
i_{cp}	Převodový poměr cykloidní převodovky	[-]
i_M	Návrhový silový převodový poměr	[-]
i_n	Návrhový rychlostní převodový poměr	[-]



i_{pv}	Převodový poměr pastorek-věnců ložiska	[-]
J_1	Moment setrvačnosti pohybujících se hmot na PO1	[kg·m ²]
J_{1skut}	Skutečný moment setrvačnosti na PO1	[kg·m ²]
J_2	Moment setrvačnosti svařence na PO2	[kg·m ²]
J_{2max}	Maximální moment setrvačnosti na PO2	[kg·m ²]
J_C	Moment setrvačnosti pohybujících se hmot na CO	[kg·m ²]
J_{Cred}	Moment setrvačnosti na CO redukováný na hřídel motoru	[kg·m ²]
J_M	Moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]
k	bezpečnost	[-]
k_1	Tuhost jednoho disku talířových pružin	[N·mm ⁻¹]
$K_R, K_A,$ K_U, K_S	Faktor zatížení, aplikace, využití, bezpečnosti	[-]
k_s	Celková tuhost sady pružin	[N·mm ⁻¹]
K_V, D, K_T	Faktor rychlostní, servisní a servisní prohlídky	[-]
L_0	Celková nepředepjatá výška disků	[mm]
L_1	Moment hybnosti na PO1	[kg·m ² ·s ⁻¹]
$L_{1+\alpha}$	Rameno působíště radiální síly W_1	[mm]
L_2	Moment hybnosti na PO2	[kg·m ² ·s ⁻¹]
L_{2max}	Maximální moment hybnosti na PO2	[kg·m ² ·s ⁻¹]
L_c	Moment hybnosti na CO	[kg·m ² ·s ⁻¹]
L_h	Hodinová životnost převodovky	[hod]
l_R, l_A	Vzdálenost působíště sil nevyváhy od os rad.-ax. ložiska	[mm]
L_R, R_R	Rozměry vyplývající z konstrukce ramene	[mm]
L_{year}	Životnost převodovky	[rok]
m	Modul ozubení	[mm]
m_1	Hmotnost pohyblivých hmot na PO1	[kg]
M_{Cmax}	Maximální kroutící moment na ozubeném věnci otočného stolu	[N·m]
$M_{G90x1},$ M_{G90y1}	Ohybové momenty na rameni při $\alpha=90^\circ$	[N·m]



$M_{Gx1z1},$ M_{Gx1z1}	Složky ohybového momentu na rameni L_R při $\alpha=0^\circ$	[N·m]
M_{Gy1}	Ohybový moment na rameni R_R při $\alpha=0^\circ$	[N·m]
M_{kL}	Kroutící moment na rameni L_R při $\alpha=0^\circ$	[N·m]
M_{kp}	Maximální kroutící moment na pastorku	[N·m]
M_M	Moment motoru na CO	[N·m]
$m_{MTD2000}$	Hmotnost pohonné jednotky MTD2000	[kg]
M_{nz}, M_r	Kroutící moment při nouzovém zastavení a rozběhu na CO	[N·m]
M_{nz1}, M_{r1}	Kroutící moment při nouzovém zastavení a rozběhu na PO1	[N·m]
M_{nz2}, M_{r2}	Kroutící moment při nouzovém zastavení a rozběhu na PO2	[N·m]
$M_{nz2max},$ M_{r2max}	Maximální kroutící moment při nouzovém zastavení a rozběhu na PO2	[N·m]
M_{o1}	Klopný moment působící na pohonnou jednotku PO1	[N·m]
M_{ocp}	Klopný moment působící na převodovku	[N·m]
M_{oL}	Výsledný ohybový moment na rameni L_R při $\alpha=0^\circ$	[N·m]
m_r	Navržená hmotnost ramene	[kg]
m_{ram}	Skutečná hmotnost ramene	[kg]
M_{redL}	Redukovaný moment na rameni L_R při $\alpha=0^\circ$	[N·m]
m_S, m_C	Hmotnost svařence, celková hmotnost pohyblivých hmot na CO	[kg]
m_S, m_N	Hmotnost otočného stolu a nevývahy od svařence	[kg]
M_T	Klopný moment působící na rad.-ax. ložisku	[N·m]
M_U	Utahovací moment šroubu	[N·m]
N_0	Průměrná rychlost otáčení převodovky	[min ⁻¹]
n_1	Konstantní otáčky na PO1	[min ⁻¹]
N_1, N_3	Průměrné otáčky při rozběhu, zastavení	[min ⁻¹]
n_2	Konstantní otáčky na PO2	[min ⁻¹]
n_C	Konstantní otáčky na CO	[min ⁻¹]
n_M	Otáčky motoru na CO	[min ⁻¹]
n_{Ms}	Skutečné otáčky motoru na CO	[min ⁻¹]
n_p	Otáčky pastorku	[min ⁻¹]



n_s, n_p	Počet talířových pružin sériově/paralelně řazené	[-]
P_0	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
P_x, P_y	Souřadnice aplikačního bodu rad.-ax. ložiska	[kN, kN·m]
$Q_{1,2,3,4}$	Pracovní doby převodovky	[hod, den, rok]
Q_{1cy}	Počet pracovních cyklů za den	[cyklů]
R_1	Poloměr navrhovaného válce na PO1	[m]
R_2	Poloměr navrhovaného válce na PO2	[m]
R_C	Poloměr navrhovaného válce na CO	[m]
R_{max}	Výsledná radiální síla působící na podpěrné ložisko	[N]
R_{x1J}, R_{x1L}	Reakční síly na rameni v ose x1	[N]
R_{y1J}, R_{y1L}	Reakční síly na rameni v ose y1	[N]
s_0	Statická bezpečnost podpěrného ložiska	[-]
s_p	Potřebné stlačení talířové pružiny pro vyvození předpětí	[mm]
T_0	Průměrný kroutící moment na převodovce	[N·m]
T_1, T_3, T_2	Moment při rozběhu, zastavení a konstantní moment převodovky	[N·m]
$t_{1,360^\circ}$	Doba pro otočení ramene o 360°	[s]
$t_{180^\circ}, t_{nz}, t_r, t_z$	Doba otočení stolu o 180°, pro nouzové zastavení, rozběhu a zastavení na CO	[s]
$t_{2,360^\circ}$	Doba pro otočení svařovacího přípravku o 360°	[s]
t_{nz1}, t_{r1}, t_{z1}	Doba pro nouzové zastavení, rozběhu a zastavení na PO1	[s]
t_{nz2}, t_{r2}, t_{z2}	Doba pro nouzové zastavení, rozběhu a zastavení na PO2	[s]
T_R	Konstantní kroutící moment převodovky	[N·m]
$u_{x,y,z}$	Posunutí v místě příruby MTD5000 pro MKP analýzu	[mm]
v	Výška navrhovaného válce na PO1	[m]
v_0, v_{90}	Deformace ramene při $\alpha=0^\circ$, $\alpha=90^\circ$	[mm]
v_D	Maximální dovolená deformace ramene	[mm]
W_1	Radiální zatěžující síla převodovky	[N]
z_1, z_2	Počet zubů na pastorku a věnci ložiska	[-]
α	Úhel natočení ramene	[°]



η_{pv}, η_{cp}	Účinnost převodu ozubenými koly a cykloidní převodovky	[-]
σ_{DIII}	Dovolené napětí pro střídavé namáhání a materiál S355JR+N	[MPa]
σ_{Ds}	Dovolené napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{max}	Maximální napětí na rameni zjištěné MKP analýzou při $\alpha=0^\circ$	[MPa]
σ_{max90}	Maximální napětí na rameni zjištěné MKP analýzou při $\alpha=90^\circ$	[MPa]
σ_{oR}, σ_{oL}	Napětí v ohybu na rameni pro Jákl při $\alpha=0^\circ$	[MPa]
$\sigma_{oR90},$ σ_{oL90}	Napětí v ohybu na rameni pro Jákl při $\alpha=90^\circ$	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí na rameni pro Jákl při $\alpha=0^\circ$	[MPa]
σ_{reds}	Redukované napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{ts}	Tahové napětí ve šroubu	[MPa]
T_D	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
T_{kL}	Napětí v krutu na rameni pro Jákl při $\alpha=0^\circ$	[MPa]
T_{ks}	Napětí v krutu při utažení šroubu	[MPa]
$\varphi_{x,y,z}$	Natočení v místě příruby MTD5000 pro MKP analýzu	[°]
ψ	Úhel sklonění polohovadla	[°]
ω_1	Konstantní úhlová rychlost na PO1	[s ⁻¹]
ω_2	Konstantní úhlová rychlost na PO2	[s ⁻¹]
ω_C	Konstantní úhlová rychlost na CO	[s ⁻¹]



1 Úvod

Svařování je v dnešní době jedním ze základních odvětví průmyslu. Jde o spojení více dílů materiálovým spojem. V oblasti technologie spojování dílů materiálovým spojem je svařování nejrozšířenější technologií ve strojírenství. S technickým pokrokem je manuální svařování stále častěji nahrazováno svařováním roboty.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a řešením pohonů pro pěti-osé polohovadlo pro robotické svařování. Zadavatelem práce je společnost ABB. Společnost ABB je předním světovým výrobcem v oblasti energetiky a automatizace. Společnost se zabývá distribucí svařovacích robotů a jejich příslušenstvím.

Polohovadlo řešené v této diplomové práci je jedním z typických produktů ABB. Maximální nosnost vyráběných stolů je 600 kg, což je pro hmotnější díly nedostačující. Úkolem je navrhnout polohovadlo o nosnosti 2 x 1 500 kg s pracovním prostorem 3 000 x 1 500 mm. Jelikož je potřebná nosnost více než dvojnásobná, je zapotřebí navrhnout konstrukční řešení a pohonné jednotky polohovadla.



2 Cíl práce

Tato diplomová práce se bude zabývat konstrukčním návrhem celého polohovadla a řešením potřebných pohonů na rotačních osách. V první řadě bude řešena rešerše polohovadel podobného typu. Konstrukce bude vycházet z doposud vyráběných polohovadel společnosti ABB.

V další části budou řešeny návrhy konstrukce a pohonů pro jednotlivé rotační osy. Z navržených variant bude vybrána vhodná varianta konstrukce polohovadla, ramene, pohonů pro centrální osu otáčení na stole a polohovacích os na přípravku.

V závěru předkládané diplomové práce bude provedena pevnostní a deformační kontrola ramene, kontrola kritických míst na celém polohovadle a v neposlední řadě také kontrola jednotlivých pohonných jednotek. Dále bude vytvořen 3D model polohovadla a požadovaná technická dokumentace.

3 Robotické svařování

Robotické svařování se vyznačuje vysokou jakostí, produktivitou a opakovatelností svarů. V následujících kapitolách jsou popsány jednotlivé metody svařování, pracoviště pro robotické svařování a jejich příslušenství.

3.1 Základy technologie svařování

Svařování je nejpoužívanější technologií spojování součástí nerozebíratelným způsobem. Součásti jsou k sobě spojeny materiálovým spojem za působení tepla, tlaku nebo obou vlivů.

Technologii svařování lze použít ke spojení kovových i nekovových materiálů, ke svařování materiálů se stejnými, ale i různými vlastnostmi. Pro různé typy spojovaných materiálů je potřeba jiné metody svařování. V dnešní době je nejčastěji používaná oblouková, odporová a laserová metoda svařování.

U obloukové metody svařování je energie pro roztavení kovů způsobena hořením elektrického oblouku v ionizovaném plynu. Metoda obloukového svařování zahrnuje svařování obalenou elektrodou, tavící se elektrodou v ochranné atmosféře (MIG a MAG), netavící se elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu (TIG) a svařování pod tavidlem. Každá z uvedených metod obloukového svařování nachází uplatnění v jiných aplikacích, např. metoda TIG se používá ke svařování korozi-vzdorné oceli a slitin hliníku. [3]

Pro svařování plechových dílů přeplátováním se využívá odporové svařování. Spojované materiály jsou k sobě pomocí dvou měděných elektrod, jimiž prochází velký elektrický proud, přitlačovány po krátkou dobu. Elektrody mají tvar válce s kuželovým zakončením pro bodové svařování a kotoučů pro švové svařování. [3]

Jednou z nejmodernějších metod je laserové svařování. Při působení laserového svazku s vysokou plošnou hustotou výkonu dochází k rychlému ohřevu a následnému chladnutí a tepelně ovlivněná oblast svaru je malá [5]. Laserové svařování se používá ke svařování konstrukční oceli, nerezových ocelí a dalších neželezných kovů. Svar vytvořený laserem se vyznačuje přesností, kvalitou a malými deformacemi v okolí svaru. [4]

Technologie svařování zahrnuje i další metody. Ostatní svařovací metody se nepoužívají pro svařování pomocí robotů, proto zde nejsou rozepsány.

3.2 Svařování za pomoci robotů

Masivní zapojení průmyslových robotů a manipulátorů v západních zemích se datuje na počátek 80. let minulého století, od doby kdy byl kladen důraz na produktivitu práce. V průmyslu jsou velmi často používány právě roboty určené ke svařování. Ukázka svařovacího robota s angulární kinematickou strukturou zakončeného technologickou hlavicí pro MIG svařování je na *obr. 3-1*. Svařovací roboty našli uplatnění především v automobilovém průmyslu. Dále se začaly používat v dalších průmyslových odvětvích, kde byla požadována vysoká produktivita svařování, kvalita svařenců a zlepšení pracovních podmínek pro zaměstnance. Z ekonomického hlediska se nasazením robotů do procesu svařování značně uspořily náklady na kvalifikované svářeče a jejich přezkušování. [1]



obr. 3-1: Svařovací robot IRB 1520ID firmy ABB [8]

V dnešní době se svařovací roboty dostávají do širší sféry průmyslu. Různorodostí technologických hlavic můžeme svařovat téměř všechny druhy kovových i nekovových materiálů v různých polohách. Ve svařování pomocí robotů se uplatnily především metody bodového, obloukového a laserového svařování. [1]

S bodovým odporovým svařováním se setkáváme především v automobilovém průmyslu při svařování plechů karosérií automobilů. Technologická hlavička pro odporové svařování je umístěna na poslední ose robota se sériovou kinematickou strukturou. Na *obr. 3-2* je znázorněn robot s angulární kinematickou strukturou s hlavicí pro bodové svařování, který svařuje plechový díl upnutý na polohovadle. [1]



obr. 3-2: Robot s technologickou hlaví pro bodové svařování [9]

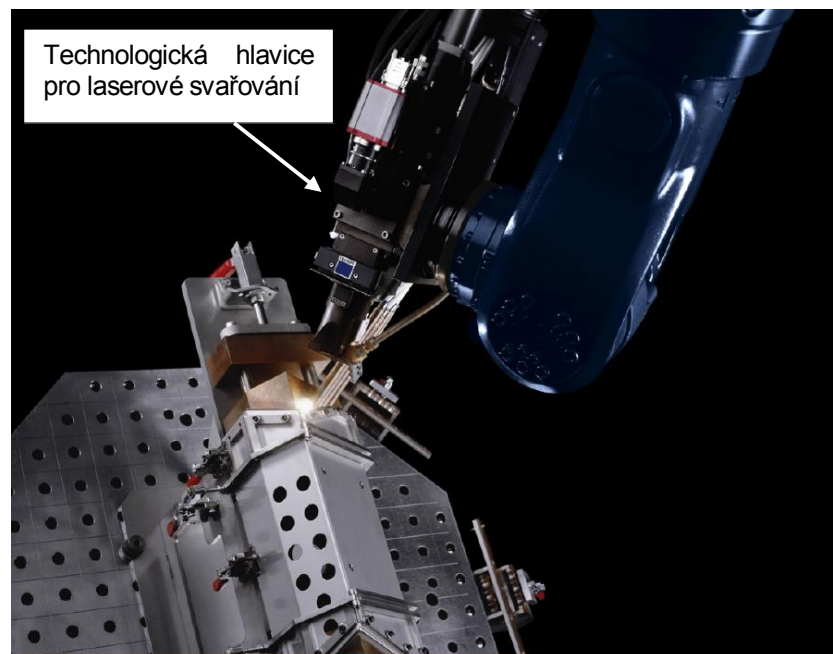
Obloukové metody svařování za pomoci robota se s úspěchem používají v řadě průmyslových odvětví. Především jsou využívány metody MIG, MAG a TIG, které jsou vhodné pro svařování konstrukční oceli, nerezové oceli, obtížně svařitelných materiálů a neželezných kovů. Na obr. 3-3 je znázorněna technologická hlavice pro svařování metodou MIG. Pomocí přívodní hadice (1) je do hořáku (2) veden svařovací drát a ochranný plyn, který se přivádí do místa svaru. Součástí hořáku je tryska (3). Osou trysky je veden přídavný materiál (tavná elektroda) do místa svaru. [1]



obr. 3-3: Technologická hlavice pro MIG svařování [10]

Svařování laserem se v České republice nejčastěji používá v automobilovém průmyslu. Výhoda svařování prostřednictvím laseru spočívá ve vysoké rychlosti svařování, přesnosti a vysoké kvalitě svarové housenky. Jednou z potíží při svařování

laserem je vysoká náročnost přípravy dílců. Největší mezera mezi svařovanými dílci bez použití přídavného materiálu je desetina milimetru tloušťky nejmenšího svařovaného materiálu. Z hlediska bezpečnosti práce na pracovišti je nezbytné ochranné krytování pracovního prostoru, kde probíhá svařování laserem. Pořizovací náklady pro laserové technologie jsou velmi vysoké. Z tohoto důvodu musíme vzít v úvahu, zda je nutné použít technologii svařování laserem. Obecně se svařování laserem používá pro výrobu tenkostěnných dílů, u kterých je estetické provedení svarů důležité. Na obr. 3-4 je svařování upnutého polotovaru, který je svařován pomocí laseru. [6]



obr. 3-4: Svařování pomocí laseru [6]

3.3 Robotická pracoviště pro svařování

Pracoviště, kde je použit robot, jsou primárně určeny pro sériovou výrobu, zkrácení svařovacích časů složitých svařenců nebo pro složité technologické procesy. Pro efektivitu pracoviště je důležité zajistit překrývání činností robota a operátora pracoviště. V zásadě se snažíme, aby čas, kdy robot není zapojen do procesu, byl minimální. Dosáhnout minimálního ztrátového času můžeme několika způsoby např. použitím otočného stolu s více přípravky, kde na jednom přípravku operátor upíná polotovar a na ostatních se svařuje.



Jednotlivá svařovací pracoviště mohou být uskupeny do linek z důvodu vyšší produktivity procesu postupového svařování nebo procesů zařazených před a po svařování. Pracoviště jsou propojena dopravníky nebo transport mezi pracovišti může obstarat manipulátor či manipulační robot.

2.3.1 Rozdělení pracovišť z pohledu kinematiky pohybů

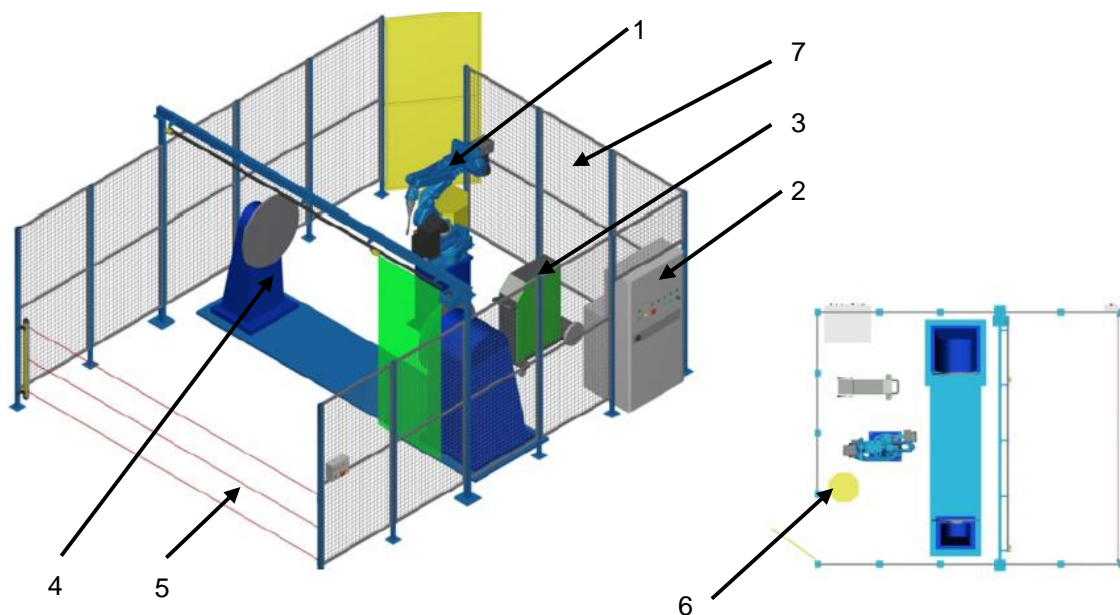
Z pohledu kinematiky můžeme robotická pracoviště do tří základních kategorií: [2]

- pracoviště, kde robot svařuje a manipulátor polohuje svařencem
- robot polohuje se svařencem a svařování obstarává stabilní svařovací automat
- jeden robot polohuje se svařencem a druhý svařuje

3.3.2 Charakteristika svařovacího pracoviště

Základní částí každého robotizovaného svařovacího pracoviště je technologická jednotka, která zajišťuje danou technologii svařování; svařovací robot s technologickou hlavicí; pracovní stůl a řídicí systém robota. Pracoviště pro robotické svařování se mezi sebou mohou lišit v uspořádání, použitím stolů s více přípravky a dalšího technologického vybavení. Obvykle pracoviště pro robotizované svařování obsahuje: (obr. 3-5) [7]

- průmyslový robot (1)
- řídicí systém pracoviště (2)
- technologickou jednotku (3)
- pracovní stůl nebo polohovadlo (4)
- bezpečnostní vybavení (5)
- čistící a kalibrační jednotku hořáku (6)
- ohrazení pracoviště (7)
- odsávání a filtrace vzduchu
- kabelové a hadicové propojení
- svařovací přípravek



obr. 3-5: Uspořádání pracoviště pro robotické svařování [7]

3.3.3 Konfigurace robotické svařovací jednotky

Tak jako ruční svařování musí mít i robotické svařování základní komponenty technologické jednotky pro různé metody.

Pro metody MIG/MAG se svařovací jednotka skládá ze svařovacího zdroje, podavače drátu, hořáku, cívky svařovacího drátu, hadice a tlakové lahve s ochranným plynem. Konfigurace pro MIG svařování je znázorněna na obr. 3-6.



obr. 3-6: Robotická svařovací jednotka pro MIG svařování [17]

Svařovací jednotka pro bodové svařování se odlišuje tím, že není potřeba dodávat přídatný materiál do místa svaru. Jednotky pro bodové svařování se skládají ze zdroje vysokého proudu, kabelů pro vedení proudu a svařovacích kleští.

Odlišnou koncepci svařovacích jednotek má pracoviště pro svařování pomocí laserů. Pevnolátkový zdroj, který generuje koherentní laserové záření, je umístěn

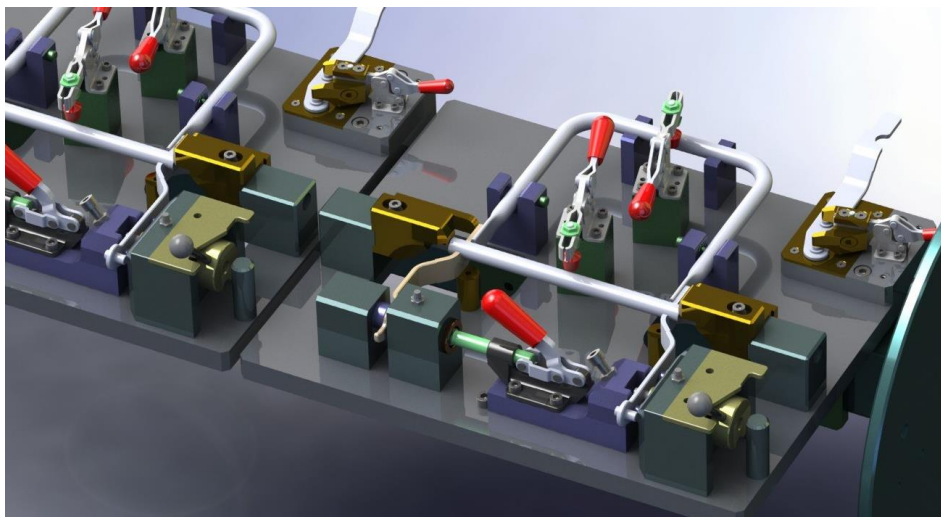
mimo světlotěsnou kabinu. Laserové záření je světlovodným kabelem přiváděno k pracovní optice, která je umístěna na poslední ose robota. Technologická hlava může být opatřena podavačem přídavného materiálu. Celý proces svařování je prováděn v ochranné plynné atmosféře Helia nebo Argonu.

3.3.4 Bezpečnostní vybavení pracovišť

Součástí všech robotických pracovišť jsou bezpečnostní a varovné prvky. U svařovacích robotických pracovišť jsou nutné zástěny proti záření. V případě svařování pomocí laseru je proces vykonáván ve speciálních komorách. Pracoviště s polohovadly jsou vybavena bezpečnostními prvky např. optickými závory. Kvůli zlepšení pracovních podmínek jsou pracoviště vybavena odsáváním.

3.3.5 Svařovací přípravky

Svařovací přípravek slouží k jednoduchému upnutí polotovaru určeného ke svaření a vyjmutí hotového svařence. Přesnost přípravku a samotného upnutí přímo ovlivňuje výslednou přesnost svařence. Upínání polotovarů do přípravku může být automatické nebo ruční pomocí upínek. Svařovací přípravek je upnut na stůl. Stoly mohou být pevné nebo v případě potřeby vybaveny pohony pro polohování s přípravkem. V takovém případě hovoříme o polohovadle. Příklad svařovacího přípravku s upínáním polotovaru pomocí upínek je znázorněno na obr. 3-7.



obr. 3-7: Příklad svařovacího přípravku s ručními upínkami [18]

4 Polohovadla pro robotické svařování

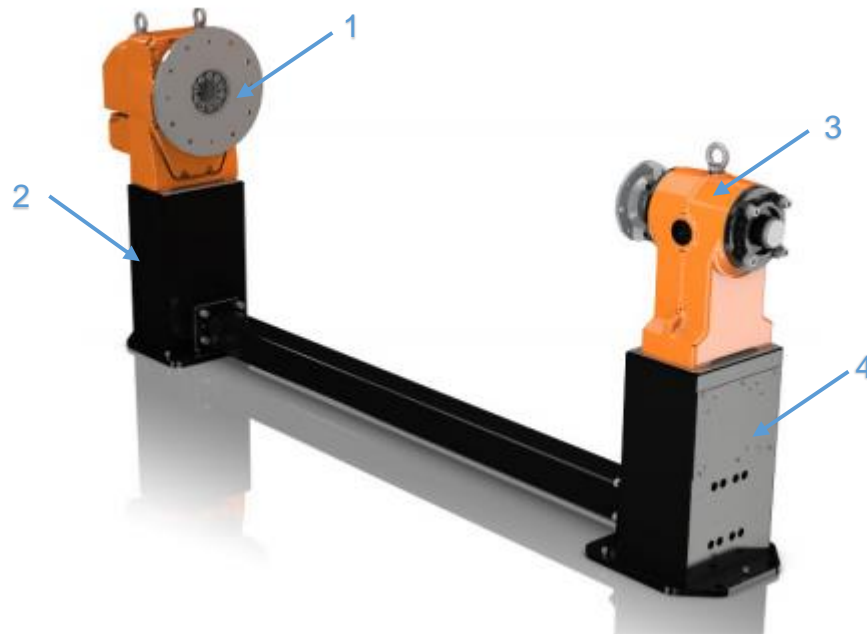
Polohovadla pro polohování se svařenci jsou jednou ze základních součástí robotizovaného pracoviště pro svařování. Slouží ke snížení času mezi jednotlivými svary tak, že vhodně polohuje svařencem vůči technologické hlavici robota. Polohovadla se používají z technických a technologických důvodů, důležité je nastavení svařence do správné svařovací polohy vůči technologické hlavici. Různorodá struktura polohovadel slouží k manipulaci se svařenci nejrůznějších tvarů a hmotností. Svařenci můžeme polohovat po lineární nebo rotační trajektorii. Svařovací polohovadla mohou mít jednu nebo více svařovacích přípravků obsluhovanou jedním nebo více roboty. Nespornou výhodou je současné svařování a polohování svařence, což je velice produktivní a za krátkou dobu jsme schopni svařit kompletní svařenec. Za pomoci řídicího systému dodávaného výrobcem není problém přesně řídit vazbu mezi polohovadlem a robotem.

Jednotlivé typy polohovadel se od sebe liší především počtem pohybových os, nosností, počtem přípravků a opakovanou přesností. Z hlediska počtu os se vyrábí polohovadla od jednoosých až po pěti-osá. Polohovadla dělíme také podle počtu přípravků na jednoduchá s jedním svařovacím přípravkem a polohovadla s více svařovacími přípravky. U polohovadel, kde je více svařovacích přípravků, obvykle obsluha na jednom přípravku upíná polotovar a vyjímá hotový svařenec. Na ostatních přípravcích se svařuje. Polohovadla s více přípravky jsou určena pro hromadnou výrobu.

4.1 Jednoosá polohovadla s jedním přípravkem

Jednoosá polohovadla s vodorovnou osou rotace mají předpoklady k polohování s rozměrnými a těžšími svařenci. Tyto polohovadla polohují svařencem kolem jedné osy. Jednoosé polohovadlo s horizontální osou rotace od společnosti ABB je znázorněno na *obr. 4-1*. Jednoosé polohovadlo tvoří modulární konstrukce skládající se z rotační jednotky s upínací přírubou (1), stojanu pro otočnou jednotku (2), podpěrného ložiska (3) a podpěrného nosníku (4). Svařenec můžeme upínat na upínací desku, která je připevněna pomocí přírub mezi pohonnou jednotku a podpěrné ložisko, nebo do speciálního svařovacího přípravku. Jednoosá polohovadla charakterizuje jednoduchá konstrukce a řízení. V případě pracoviště

s jedním robotem a polohovadlem vznikají podstatné vedlejší časy robota při vyjímání svařence a upínání polotovaru. Z tohoto důvodu je výhodné používat pro jedno pracoviště více polohovadel. [11]



obr. 4-1: Polohovadlo ABB IRBP L [11]

4.2 Víceosá polohovadla s jedním přípravkem

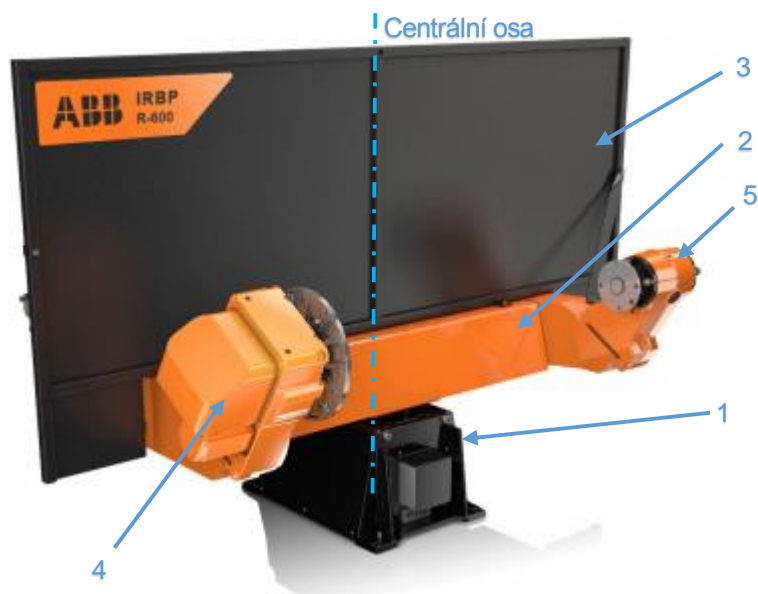
Víceosá polohovadla mají mnohem větší variabilitu v polohování se svařencem vůči technologické hlavici robota. Na obr. 4-2 je znázorněno polohovadlo ABB, které rotačně polohuje v horizontální i vertikální ose. Polohovadlo obsahuje pohonnou jednotku pro horizontální polohování (1), pohonnou jednotku s upínací přírubou pro vertikální polohování (2), rameno (3) a stojanu (4). Standardně vyráběná polohovadla této konstrukce jsou určena pro polohování s méně rozměrnými a hmotnými svařenci. Maximální rozměr svařence určuje vyložení ramene tak, aby se svařenec otočil o 360° kolem vertikální osy. Jedná se opět o polohovadlo s jedním přípravkem, proto je vhodné umístit na jedno pracoviště více polohovadel. [12]



obr. 4-2: Polohovadlo ABB IRBP A [12]

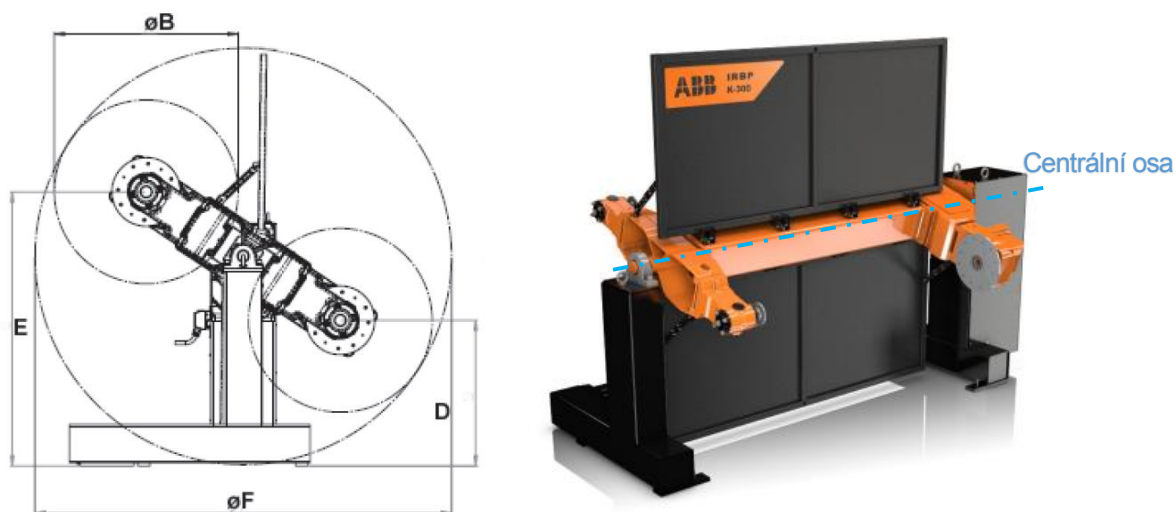
4.3 Jednoosá polohovadla se dvěma přípravky

Pro snížení vedlejších časů se používají polohovadla, která mají dva přípravky. S přípravkem polohujeme kolem jedné osy. Po dokončení svařování se polohovadlo otočí kolem vertikální centrální osy tzv. interchange jednotky, která je umístěna na pevném základu. Na jedné straně polohovadla se svařuje a na druhé operátor pracoviště vyjímá svařenec a upíná polotovaru. Po ukončení svařování a upnutí polotovaru se polohovadlo otočí kolem centrální osy o 180° a ustaví hotový svařenec na stranu operátora a polotovaru na stranu robota, který začíná svařovat. Obě strany jsou odděleny zástěnou kvůli bezpečnosti práce. Vedlejší čas, kdy robot stojí, je pouze několik vteřin. Na obr. 4-3 je polohovadlo firmy ABB. Polohovadlo se skládá z centrální otočné jednotky tzv. interchange unit (1), rámu (2), zástěny (3), otočné polohovací jednotky s upínací přírubou (4) a podpěrného ložiska (5). [13]



obr. 4-3: Polohovadlo ABB IRBP R [13]

Další variantou je polohovadlo (obr. 4-4), které vymění přípravek s hotovým svařencem za přípravek s upnutým polotovarem otočením kolem horizontální centrální osy. U těchto polohovadel je omezený rozměr svařence tak, aby se mohl hotový svařenec vyměnit za polotovaz. Omezujícím rozměrem je průměr F . [14]

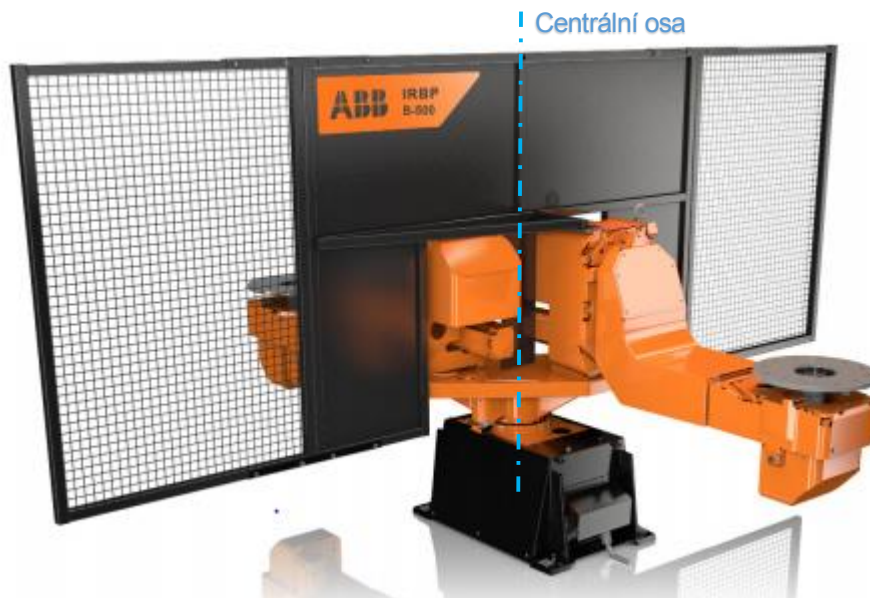


obr. 4-4: Polohovadlo ABB IRBP K [14]

4.4 Dvouosá polohovadla se dvěma přípravky

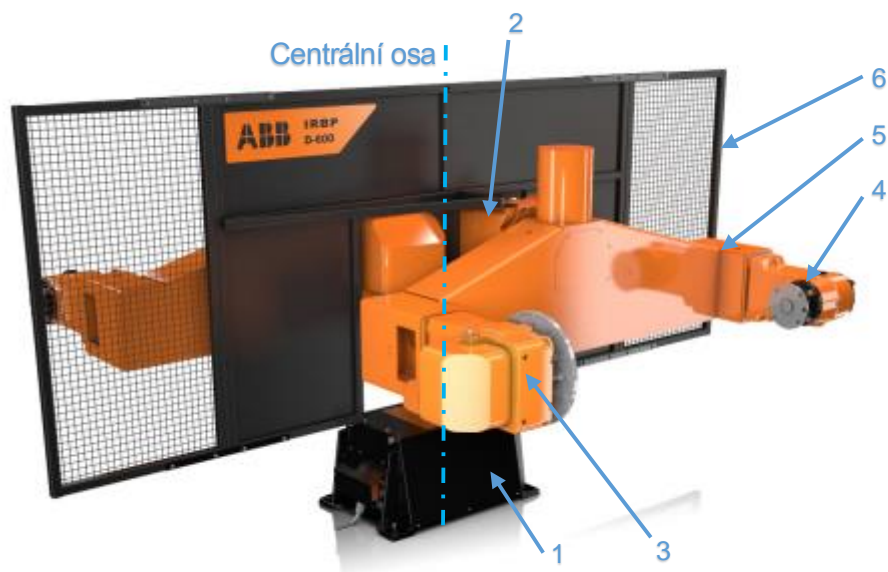
Další možností polohování jsou polohovadla, která polohují svařencem ve dvou osách současně. Po dokončení svařování se polohovadlo otočí kolem centrální osy. Přípravek s polotovarem se ustaví do pozice svařování, na druhé straně operátor

vyjme hotový svařenec a upne polotovar. Zástupce pro méně rozměrné a hmotné svařence představuje polohovadlo IRBP B od firmy ABB. Na *obr. 4-5* je dvouosé polohovadlo typu IRBP A se dvěma přípravky. Strana obsluhy a robota je oddělena zástěnou. [15]



obr. 4-5: Polohovadlo ABB IRBP B [15]

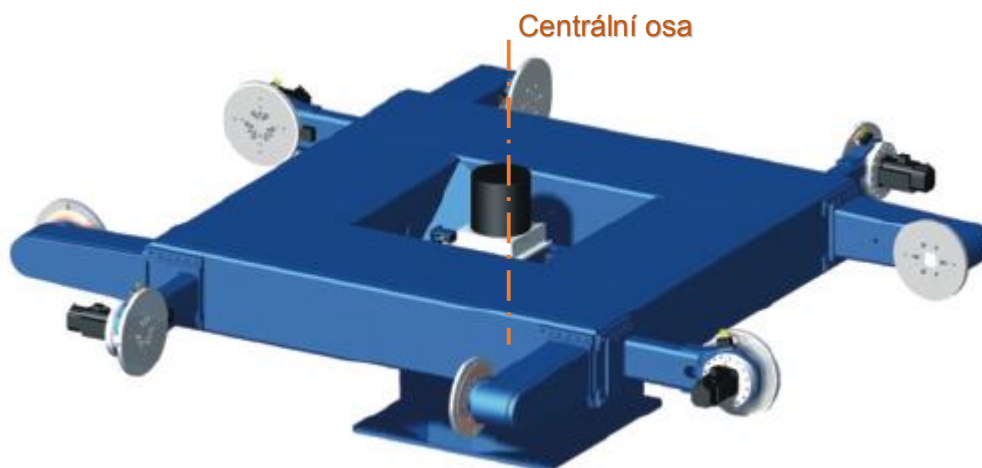
Pro polohování s těžšími svařenci se používá polohovadlo, kde se přípravek upíná mezi pohonnou jednotku a koník. Opět polohujeme ve dvou osách a rotací kolem vertikální centrální osy provádíme výměnu přípravku s hotovým svařencem za přípravek s polotovarem. Obě strany polohovadla jsou odděleny zástěnou. Obrázek *obr. 4-6* popisuje polohovadlo firmy ABB IRBP D. Základními komponenty jsou centrální otočná jednotka interchange unit (1), otočné jednotky pro polohování kolem první (2) a druhé osy (3), podpěrné ložisko (4), rám (5) a zástěna (6). [16]



obr. 4-6: Polohovadlo ABB IRBP D [16]

4.5 Polohovadla s více přípravky

Uplatnění polohovadel s více přípravky je v hromadné výrobě. Polohovadla mají tři a více pracovních pozic (přípravků). Na jednom přípravku obsluha vyjímá hotový svařenec a zakládá polotovár. Na ostatních přípravných svažují roboti. Podle počtu pracovišť se stůl otočí o příslušný úhel. Ukázka polohovadla se čtyřmi přípravky je na obr. 4-7.



obr. 4-7: Polohovadlo pro čtyři přípravky [7]

4.6 Lineární polohovadla

Polohovadla mohou polohovat v jedné, dvou nebo i třech lineárních osách. Hlavní uplatnění našla lineární polohovadla v automobilovém průmyslu, kde polohovadlo pohybuje se svařencem po lince a na každém stanovišti se provádí operace svařování. Po ukončení dané operace se svařenec posune o pozici dál, kde další roboty přivaří další díl.

Uplatnění v jiných svařovacích odvětvích našla lineární polohovadla, na kterých je umístěn robot. Robot za pomoci pohybů polohovadla zvětší svůj dosah a je schopný obsloužit více svařovacích přípravků nebo rozměrné svařence. Polohovadlo s třemi lineárními pohyby je znázorněno na *obr. 4-8*.

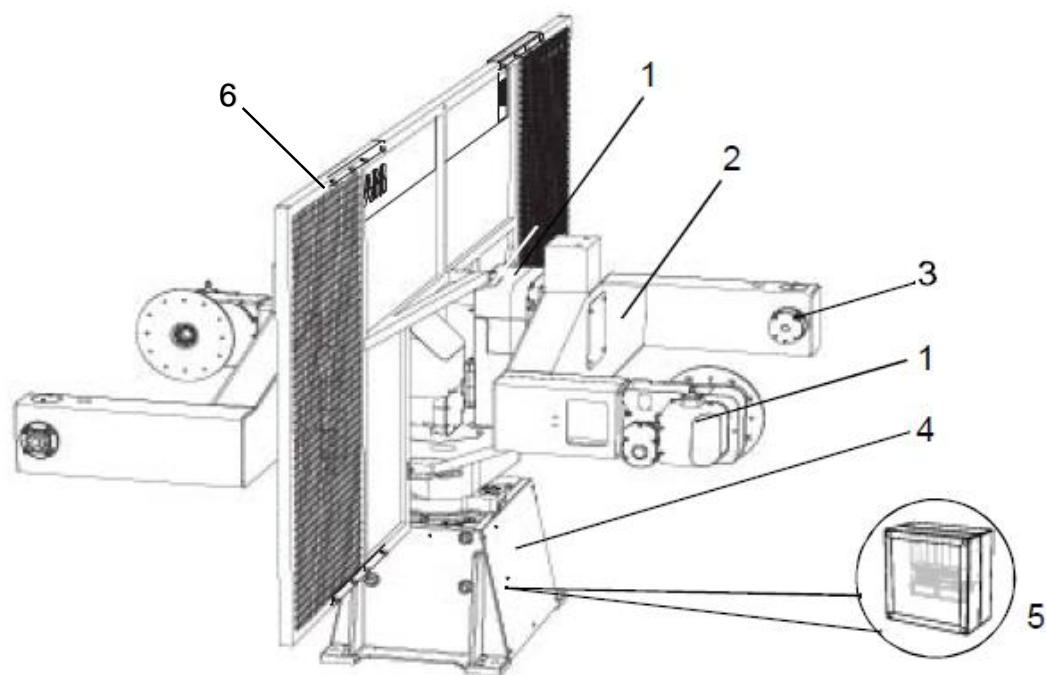


obr. 4-8: Více-osá pojezdová dráha s robotem f. Yaskawa [7]

5 Polohovadlo typu „IRBP D“

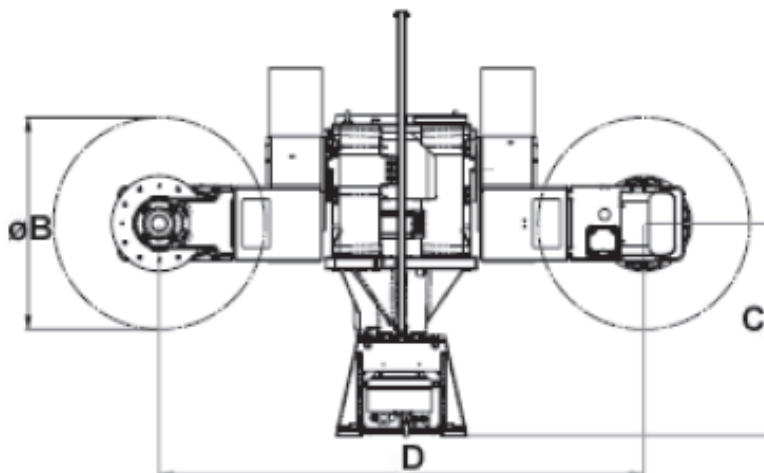
Cílem diplomové práce je návrh konstrukčního řešení polohovadla typu IRBP D (obr. 4-6). Společnost ABB tyto polohovadla vyrábí pouze do nosnosti 2 x 600 kg [20]. Úkolem práce je navrhnout polohovadlo typu IRBP D pro svařence o hmotnosti 2 x 1500 kg.

Polohovadlo typu IRBP D firma ABB standardně vyrábí ve dvou provedeních a to pro svařence o hmotnostech 300 kg a 600 kg [20]. Firma ABB používá pro polohovadla své komponenty např. pohonné jednotky. Typ IRBP D se skládá z několika základních komponentů (obr. 5-1): otočné jednotky MTD (1) sloužící pro polohování svařencem vůči robotu, rámu (2), podpěrného ložiska (3), centrální otočné jednotky (4) tzv. interchange unit MIC, která otáčí s celým polohovadlem a vymění přípravek s hotovým svařencem za přípravek s polotovarem, SMB jednotky (5), do které jsou připojeny pohony pracoviště, a zástěnou (6) chránící operátora, který vyjímá hotový svařenec a upíná polotovar [19].



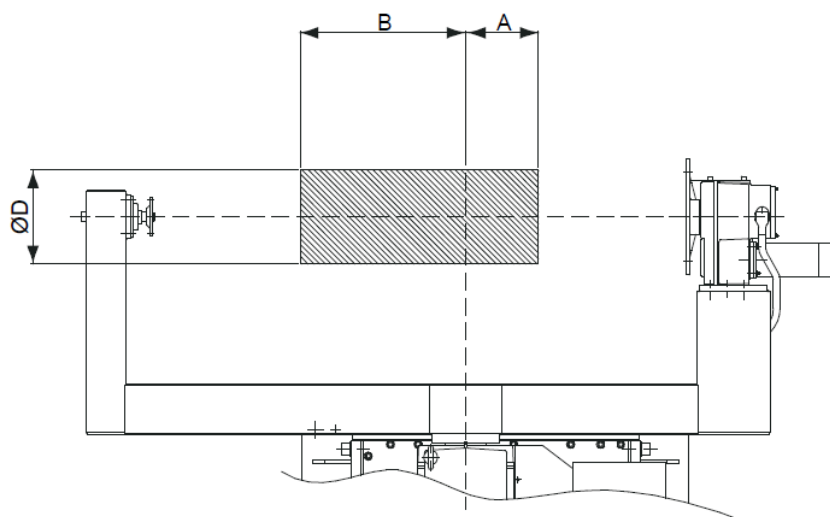
obr. 5-1: Základní komponenty polohovadla IRBP D [19]

Polohovadlo má uživatelská omezení a to nejen maximální nosnost, ale také maximální rozměry svařence. Pro otočení svařencem o 360° jsou jeho rozměry omezeny průměrem $\varnothing B$ (obr. 5-2). [20]



obr. 5-2: Omezující rozměr svařence [16]

Dalším omezujícím parametrem pro svařenec je válec pracovního prostoru, kde musí být umístěno jeho těžiště (obr. 5-3). Určujícími rozměry jsou průměr válce D, který má společnou osu s osou rotace druhé otočné jednotky a rozměry A, B udávající informaci o poloze válce vůči ose rotace první osy. [20]



obr. 5-3: Umístění těžiště svařence [19]

Polohovadlo IRBP D firmy ABB polohuje s opakovanou přesností $\pm 0,05$ mm v případě, že obě strany polohovadla jsou stejně zatíženy. Přesnost se udává pro poloměr otáčení 500 mm. Polohovací čas pro centrální osu otáčení je u polohovadla s kapacitou 2 x 600 kg a otočení o 180° 6,8 sekund. Polohovací osy polohují o 360° za 4,4 sekund. Čas pro nouzové zastavení je menší než 0,6 sekundy.

Maximální rozměr mezi otočnou osou a koníkem je pro polohovadlo o nosnosti 2 x 600 kg je 2 000 mm a maximální charakteristický průměr $\varnothing B$ (obr. 5-2) je pro tuto konfiguraci 1 200 mm. [20]

Jediné konkurenční polohovadlo vyrábí firma Yaskawa pod označením VMF-500 o nosnosti 2 x 500 kg a VMF-750 (obr. 5-4) o nosnosti 2 x 750 kg. Kinematické uspořádání polohovadla je stejné jako od firmy ABB. Skládá se z hlavní otočné jednotky, polohovacích jednotek, ramen, podpěrného ložiska a zástěny. Polohovadlo má opět určitá omezení pro rozměry svařence. Polohovadlo v konfiguraci pro svařence o hmotnosti 750 kg umožňuje polohovat se svařenci dlouhými maximálně 3 200 mm. Omezující točný průměr je 1 500 mm. Výrobce udává čas cyklu pro toto polohovadlo 6 až 8 sekund a rychlost otáčení os až 8,4 otáček za minutu. [21]



obr. 5-4: Polohovadlo Yaskawa VMF-750 [21]

Ostatní výrobci polohovadel nabízí převážně jednoosá polohovadla. Jediní dva výrobci ABB a Yaskawa mají v sortimentu vyráběných polohovadel pěti-osá polohovadla, kde centrální osa otáčí se stolem kolem svislé osy a pohybuje se svařencem mezi stanovištěm robotického svařování a stanovištěm obsluhy. S každým přípravkem můžeme polohovat ve dvou osách současně.



6 Zdůvodnění řešení

V nabídce výrobců jsou pěti-osá polohovadla pouze o omezené nosnosti a rozměrech pracovního prostoru. V této diplomové práci zadané firmou ABB je úkolem rozšířit sortiment vyráběných pěti-osých polohovadel na nosnost 2 x 1 500 kg s velikostí pracovního prostoru 1 500 x 3 000 mm. Z důvodu výrazného zvýšení hmotnosti svařenců je nutné navrhnout konstrukci a pohony polohovadla při zachování kinematické struktury a navrhnout vylepšení stávajících polohovadel.



7 Požadavky na polohovadlo

Z důvodu relativně malé únosnosti vyráběných polohovadel je potřeba navrhnout nové polohovadlo pro zadané parametry firmou ABB:

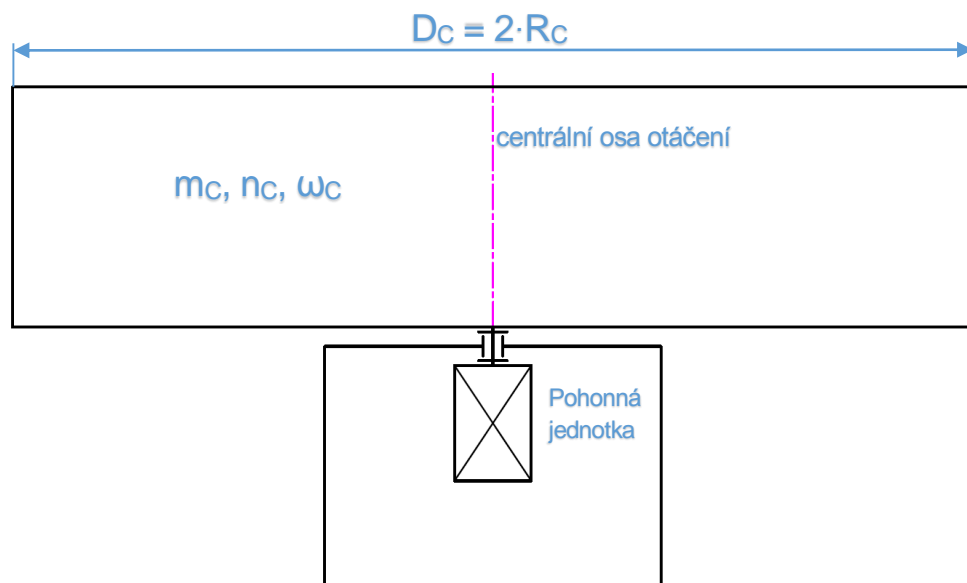
- čas pro otočení polohovadla kolem centrální osy o 180° je 8 sekund
- nosnost polohovadla 2 x 1 500 kg
- charakteristické rozměry svařence D x L jsou 1 500 x 3 000 mm
- pokud je možnost, využívat komponent ABB jako jsou pohonné jednotky MU a MTD
- zakomponovat do konstrukce SMB jednotky, do kterých jsou připojeny servomotory
- kontrola správného ustavení přípravku 1 a přípravku 2 na polohovadle
- přívod tekutinových médií a elektrických kabelů k přípravku skrz otočnou jednotku
- návrh a kontrola pohonných jednotek
- výpočet předpokládané životnosti navrhovaných pohonů
- návrh ramen z pohledu materiálové optimalizace

8 Základní návrhové výpočty

Tato kapitola obsahuje základní výpočty jednotlivých pohybových os na polohovadle pro zadané parametry nosnosti, rozměrů a požadavků na dobu otáčení. Hlavním výstupem této části je zjištění maximálních kroutících momentů při nouzovém zastavení polohovadla. Dále jsou tyto momenty použity pro volbu vhodného uspořádání pohonu pro každou osu otáčení.

8.1 Návrhové výpočty centrální osy rotace

Ze zadaných hodnot hmotností, požadovaného charakteristického rozměru svařence a času potřebného pro otočení centrální osy o 180° se stanoví předběžný potřebný moment na hlavní centrální ose rotace. Pro výpočet momentu se vychází ze zákona zachování hybnosti. Zadané hodnoty potřebné pro výpočet momentu jsou uvedeny v *tab. 8-1* a výpočtové schéma je zobrazeno na *obr. 8-1*.



obr. 8-1: Výpočtové schéma centrální osy

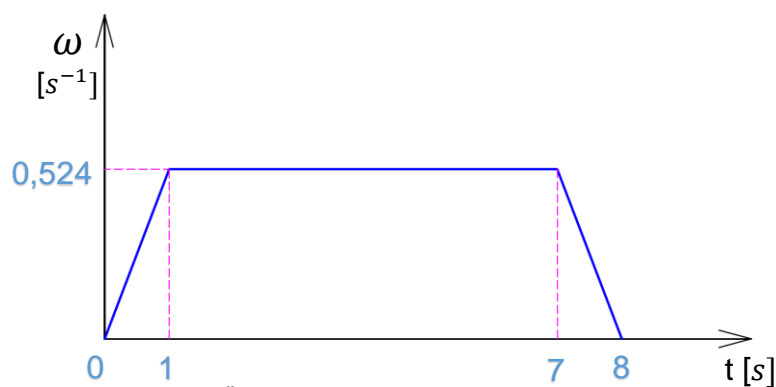
Název	Označení	Velikost	Jednotka
Hmotnost svařenců	m_s	3000	kg
Přibližná hmotnost ostatních pohyblivých hmot	m_{ph}	2000	kg
Celková hmotnost pohyblivých hmot	m_c	5000	kg
Poloměr uvažovaného válce	R_c	3	m
Doba otočení stolu o 180°	t_{180°	8	s

tab. 8-1: Hodnoty pro návrh centrální osy

Velké kroutící momenty na centrální ose vznikají při rozběhu a zastavování polohovadla. Extrémní momentové zatížení vzniká při nouzovém zastavení. Čas pro nouzové zastavení polohovadla musí být menší než $t_{nz} = 0,9$ s. Tento čas byl stanoven ze zkušeností zadavatele. Pro výpočet momentu setrvačnosti J_C (8.1) pohyblivých hmot je předpokládáno se zjednodušením v podobě válce o hmotnosti m_C a poloměru R_C (obr. 8-1).

$$J_C = \frac{1}{2} \cdot m_C \cdot R_C^2 = \frac{1}{2} \cdot 5\,000 \cdot 3^2 = 22\,500 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (8.1)$$

Konstantní otáčky polohovadla vychází z předpokladu zrychlení centrální osy na konstantní otáčky a doby potřebné k zastavení. Návrh času potřebného pro rozběh t_r je 1 sekunda a doba potřebná k zastavení t_z je také 1 sekunda. Čas pro rozběh/zastavení je stanoven ze zkušeností zadavatele. Z navržených časů zrychlení, zastavení a času potřebného pro otočení o 180° můžeme stanovit konstantní otáčky stolu $n_C = \frac{1}{16-4} \cdot 60 = 5 \text{ min}^{-1}$. Konstantní úhlová rychlost centrální osy rotace je ω_C (8.2). Na obr. 8-2 je časový průběh rychlosti na centrální ose.



obr. 8-2: Časový průběh rychlosti na centrální ose

$$\omega_C = 2 \cdot \pi \cdot n_C = 2 \cdot \pi \cdot \frac{5}{60} = 0,524 \text{ s}^{-1} \quad (8.2)$$

Z vypočteného momentu setrvačnosti J_C a konstantní úhlové rychlosti ω_C byl vypočítán moment hybnosti L_C (8.3).

$$L_C = J_C \cdot \omega_C = 22\,500 \cdot 0,524 = 11\,781 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.3)$$

Kroutící moment při nouzovém zastavení M_{nz} (8.4) vychází z času pro nouzové zastavení a z konstantní úhlové rychlosti na nulovou rychlost t_{nz} a momentu hybnosti L_C .

$$M_{nz} = \frac{L_C}{t_{nz}} = \frac{11\,781}{0,9} = 13\,090 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.4)$$

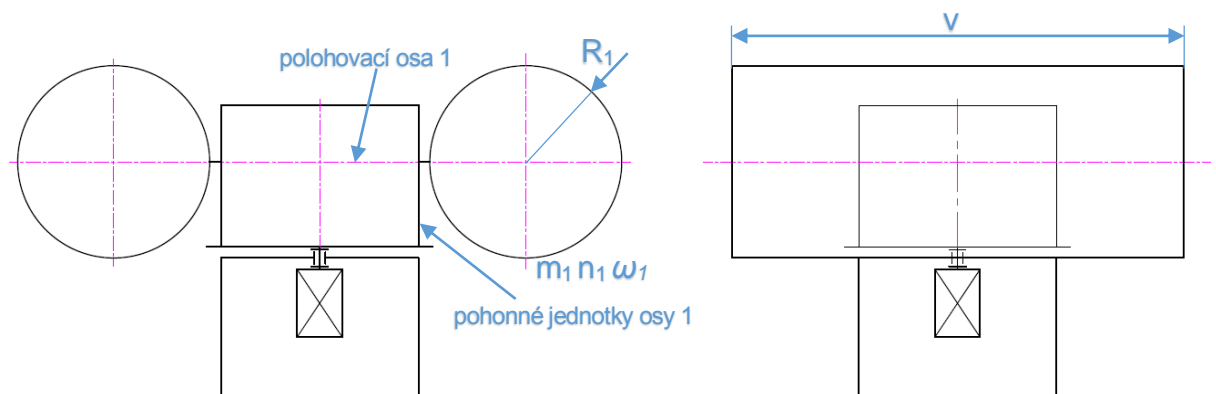
Pro výpočet kroutících momentů pro rozběh a zastavení se využije moment hybnosti L_C , čas rozběhu a čas pro zastavení. Jelikož je čas rozběhu a zastavení shodný $t_r = t_z = 1 \text{ s}$, jsou oba momenty shodné. Výpočet rozběhového momentu M_r vyjadřuje rovnice (8.5).

$$M_r = \frac{L_C}{t_r} = \frac{11\,781}{1} = 11\,781 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.5)$$

Navrhované pohony musí splňovat momentové podmínky pro rozběhový moment a pro moment nouzového zastavení.

8.2 Návrhové výpočty polohovací osy 1

Návrh polohovací osy 1 je proveden podobným způsobem jako návrh centrální osy otáčení. Zadané hodnoty potřebné pro návrhový výpočet jsou v *tab. 8-2*. Na *obr. 8-3* je výpočtové schéma pro polohovací osu 1.

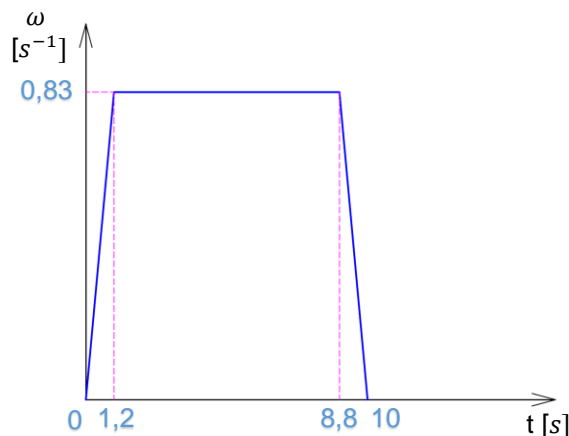


obr. 8-3: Výpočtové schéma polohovací osy 1

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Hmotnost svařence	m_s	1 500	kg
Přibližná hmotnost ramene	m_r	1 300	kg
Celková hmotnost pohyblivých hmot	m_1	2 800	kg
Poloměr uvažovaného válce	R_1	1	m
Výška uvažovaného válce	v	3,6	m
Doba otočení ramene o 360°	$t_{1,360^\circ}$	10	s

tab. 8-2: Hodnoty pro návrh polohovací osy 1

Pro výpočet momentu setrvačnosti J_1 (8.6) je zvolen válec, kde je počítán moment setrvačnosti k ose procházející hmotným středem kolmo k ose procházející středem podstav válce. Čas pro nouzové zastavení má být menší než $t_{nz1} = 0,9$ s. Navrhovaná doba rozběhu t_{r1} a zastavení t_{z1} je přibližně 1,2 sekundy. Tyto časy jsou stanoveny ze zkušeností zadavatele. Konstantní otáčky polohovací osy 1 jsou $n_1 = \frac{1}{10-2 \cdot 1,2} \cdot 60 = 7,9 \text{ min}^{-1}$. Z konstantních otáček se stanoví konstantní úhlová rychlost ω_1 (8.7). Časový průběh rychlosti je na obr. 8-4. Z vypočteného momentu setrvačnosti a konstantní úhlové rychlosti se určí moment hybnosti L_1 (8.8). Ze znalosti momentu hybnosti, potřebného času rozběhu/zastavení a času pro nouzové zastavení je možné vypočítat kroutící moment pro nouzové zastavení M_{nz1} (8.9) a rozběhový moment M_{r1} (8.10).



obr. 8-4: Časový průběh rychlosti na polohovací ose 1

$$J_1 = \frac{1}{4} \cdot m_1 \cdot \left(R_1^2 + \frac{v^2}{4} \right) = \frac{1}{2} \cdot 2\,800 \cdot \left(1^2 + \frac{3,6^2}{4} \right) = 3\,724 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (8.6)$$

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{7,9}{60} = 0,83 \text{ s}^{-1} \quad (8.7)$$

$$L_1 = J_1 \cdot \omega_1 = 3\,724 \cdot 0,83 = 3\,079 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.8)$$

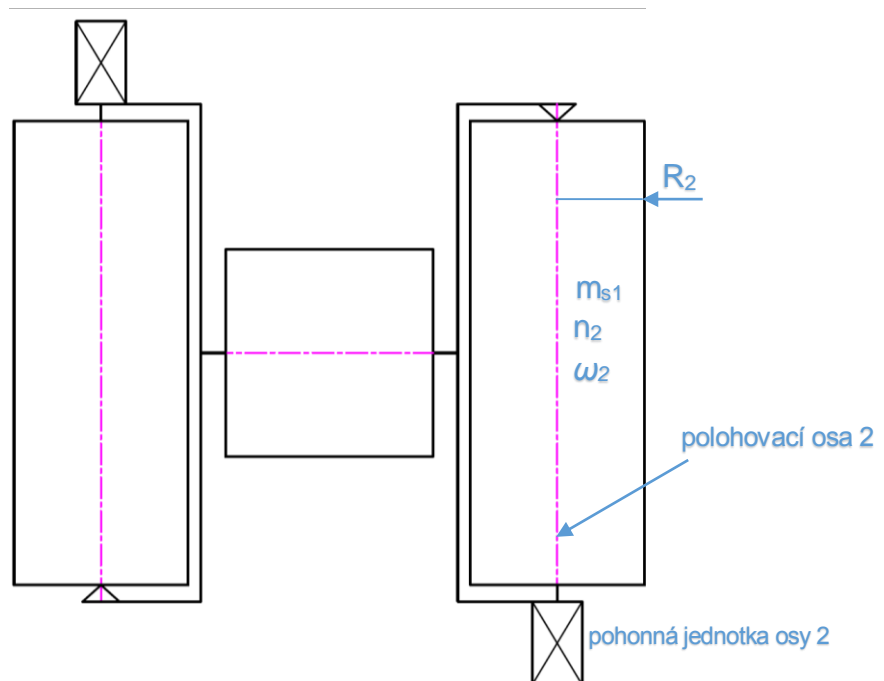
$$M_{nz1} = \frac{L_1}{t_{nz1}} = \frac{3\,079}{0,9} = 3\,421 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.9)$$

$$M_{r1} = \frac{L_1}{t_{r1}} = \frac{3\,079}{1,2} = 2\,566 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.10)$$

Navrhované pohony pro polohovací osu 1 musí splňovat momentové podmínky pro rozběhový moment a pro moment nouzového zastavení.

8.3 Návrhové výpočty polohovací osy 2

Návrh polohovací osy 2 je proveden podobným způsobem jako návrh centrální osy. Zadané hodnoty potřebné pro návrhový výpočet jsou v *tab. 8-3*. Na *obr. 8-5* je výpočtové schéma pro polohovací osu 2.

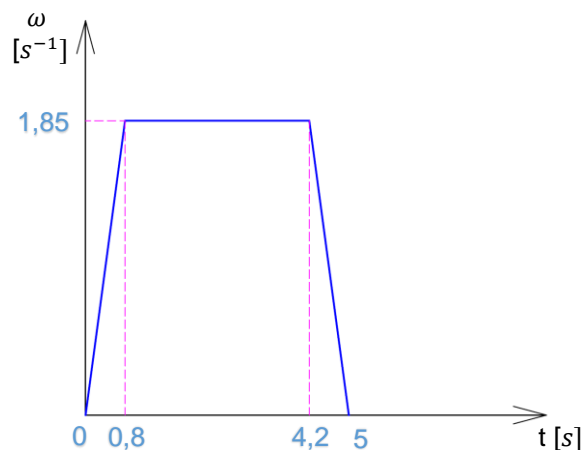


obr. 8-5: Výpočtové schéma polohovací osy 2

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Hmotnost svařence	m_s	1500	kg
Poloměr uvažovaného válce pracovního prostoru	R_2	0,75	m
Doba otočení ramene o 360°	$t_{2,360^\circ}$	5	s

tab. 8-3: Hodnoty pro návrh polohovací osy 2

Pro výpočet momentu setrvačnosti J_1 (8.11) je zvolen válec, kde je počítán moment setrvačnosti k ose procházející středem podstav válce. Čas pro nouzové zastavení má být menší než $t_{nz2} = 0,6$ s. Navrhovaná doba rozběhu t_2 a zastavení t_{z2} je přibližně 0,8 sekundy. Tyto časy jsou stanoveny ze zkušeností zadavatele. Konstantní otáčky polohovací osy 2 jsou $n_2 = \frac{1}{5-2 \cdot 0,8} \cdot 60 \cong 17,6 \text{ min}^{-1}$. Z konstantních otáček je vypočtena konstantní úhlová rychlost ω_2 (8.12). Časový průběh rychlosti na polohovací ose 2 je na obr. 8-6. Z momentu setrvačnosti a konstantní úhlové rychlosti se stanoví moment hybnosti L_2 (8.13). Ze znalosti momentu hybnosti, potřebného času rozběhu/zastavení a času pro nouzové zastavení je možné vypočítat kroutící moment pro nouzové zastavení M_{nz2} (8.14) a rozběhový moment M_{r2} (8.15).



obr. 8-6: Časový průběh rychlosti na polohovací ose 2

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot m_{s1} \cdot R_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 1500 \cdot 0,75^2 = 422 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (8.11)$$

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{17,6}{60} = 1,85 \text{ s}^{-1} \quad (8.12)$$

$$L_2 = J_2 \cdot \omega_2 = 422 \cdot 1,85 = 780 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.13)$$



$$M_{nz2} = \frac{L_2}{t_{nz2}} = \frac{780}{0,6} = 1\,299 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.14)$$

$$M_{r2} = \frac{L_1}{t_{r1}} = \frac{780}{0,8} = 975 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.15)$$

Navrhované pohony pro polohovací osu 2 musí splňovat momentové podmínky pro rozběhový moment a pro moment nouzového zastavení.

9 Varianty řešení částí polohovadla

V této kapitole jsou popsány jednotlivé varianty konstrukčních uzlů polohovadla. Návrhy se liší konstrukčním uspořádáním, řešením variant pohonů a konstrukčním návrhem ramen.

9.1 Konstrukční uspořádání polohovadla

Z důvodu značné hmotnosti a rozměrům svařenců, se kterými bude polohovadlo manipulovat, je potřeba zohlednit několik parametrů:

- vysoká tuhost a nízká dynamická poddajnost polohovadla
- jednoduchá manipulace se svařenci a polotovary
- přístupnost svařovacího přípravku pro obsluhu
- přístupnost svařovací hlavice robota ke svařenci

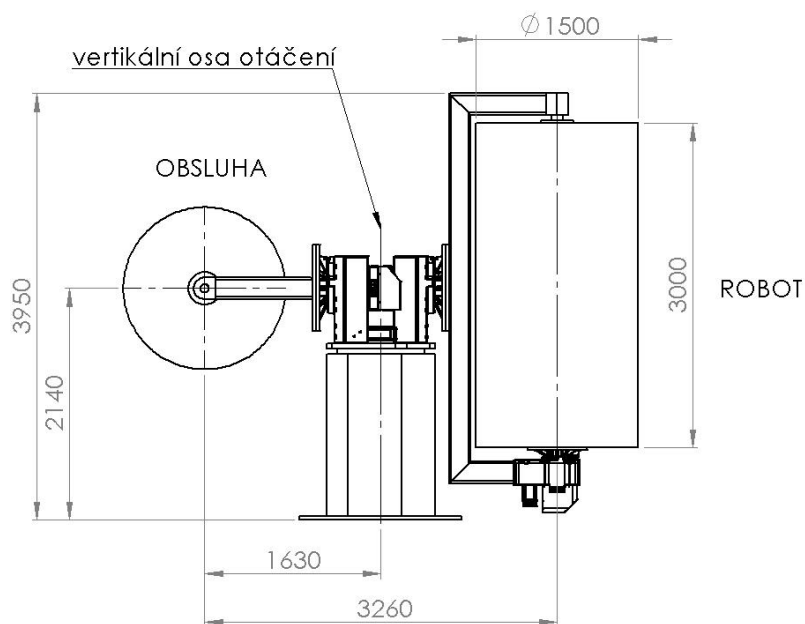
Nosnou konstrukci polohovadla budou tvořit z důvodu dostupnosti, jednoduchosti výroby a nákladům svařované díly, především výpalky z plechů. Konstrukční upořádání polohovadla se bude lišit v poloze centrální osy:

- vertikální osa rotace
- rotace kolem skloněné osy

9.1.1 Vertikální osa rotace centrální otočné jednotky

Standardní provedení polohovadla konstrukce IRBP D je s vertikální osou rotace centrální otočné jednotky. Řešení s vertikální osou rotace má své uplatnění pro méně rozměrné svařence. Jedním z požadavků je, aby se rameno otočilo kolem polohovací osy 1 o 360° , a zároveň nebyla obsluze odepřena jednoduchá přístupnost k přípravku, na který upíná polotovar a vyjímá svařenec. Pracoviště s polohovadly, jejichž ramena jsou rozměrná a znemožňují obsluze přístup k přípravku, mohou být vybavena plošinami. Plošiny dovolí obsluze jednodušší přístup k přípravku, ale ztíží manipulaci s polotovary a svařenci na pracovišti. Návrh řešení s vertikální centrální osou rotace s přibližnými rozměry je na *obr. 9-1*.

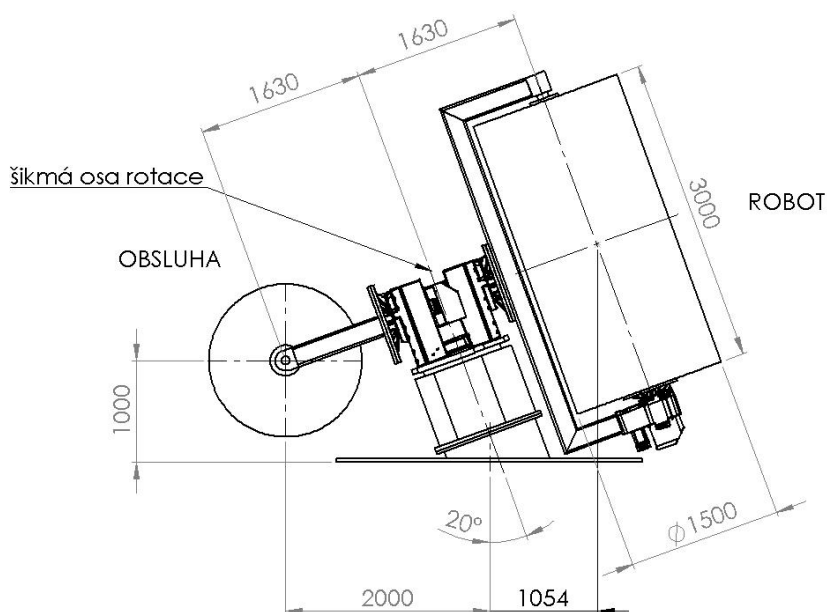
Nevýhodou konstrukce polohovadla s vertikální centrální osou rotace je větší zatížení dynamickými účinky. Aby bylo docíleno vysoké tuhosti základu, je potřeba komplikovaně žebrovat vnitřní prostor základu.



obr. 9-1: Návrh konstrukčního řešení polohovadla s vertikální osou rotace

9.1.2 Rotace kolem skloněné osy

Varianta se skloněnou centrální osou rotace polohovadla (obr. 9-2) se používá tam, kde nechceme na pracoviště umisťovat plošiny ze strany obsluhy z důvodu jednodušší manipulace s polotovary a svařenci. Nakloněním centrální osy otáčení docílíme snadnějšího přístupu na straně obsluhy, ale zároveň na straně, kde je umístěn robot, musíme provést úpravy z důvodu dosahu technologické hlavice do pracovního prostoru. Úpravou je myšleno umístění robota na podstavec nebo jeho zavěšení na přídatnou konstrukci. Toto konstrukční uspořádání má výhodu u polohování s těžšími a rozměrnějšími svařenci, jelikož je základ polohovadla méně namáhán.



obr. 9-2: Návrh konstrukčního řešení polohovadla se skloněnou centrální osou rotace

9.2 Varianty řešení pohonu centrální osy

Pohonná jednotka pro centrální osu otáčení je značně zatížena jednak při rozběhu, ale především v okamžiku nouzového zastavení polohovadla. V následujících kapitolách je několik variant, které svou konstrukcí umožňují použití pro centrální osu.

9.2.1 Varianta pohonu se servomotorem s převodovkou a ozubeným věncem s vnitřním ozubením

Základním prvkem pohonu je jeden ze servomotorů MU výrobní řady firmy ABB. Ze zadání je patrné, že pokud je možnost používat komponenty výroby ABB, použijí se. Řada servomotorů pro polohovadla je tvořena čtyřmi typy od nejslabšího MU100 s maximálním dynamickým kroutícím momentem 4,3 N·m až po nejsilnější servomotor MU400 s maximálním dynamickým kroutícím momentem 50 N·m [22].

Převodovky slouží ke změně otáček na vstupní hřídeli na požadované otáčky na výstupní hřídeli, spolu se změnou otáček se mění i velikost přenášeného kroutícího momentu. Snížení otáček pomocí převodovky způsobí zvýšení kroutícího momentu a naopak zvýšení otáček způsobí snížení momentu. V případě navrhovaného polohovadla je snaha o co nejvyšší kroutící moment spolu s požadovanými otáčkami.

Z důvodu zachování přesnosti a požadavku na vysoké přenášené momenty připadají v úvahu planetové převodovky, převodovky s krouživými koly a cykloidní převodovky.

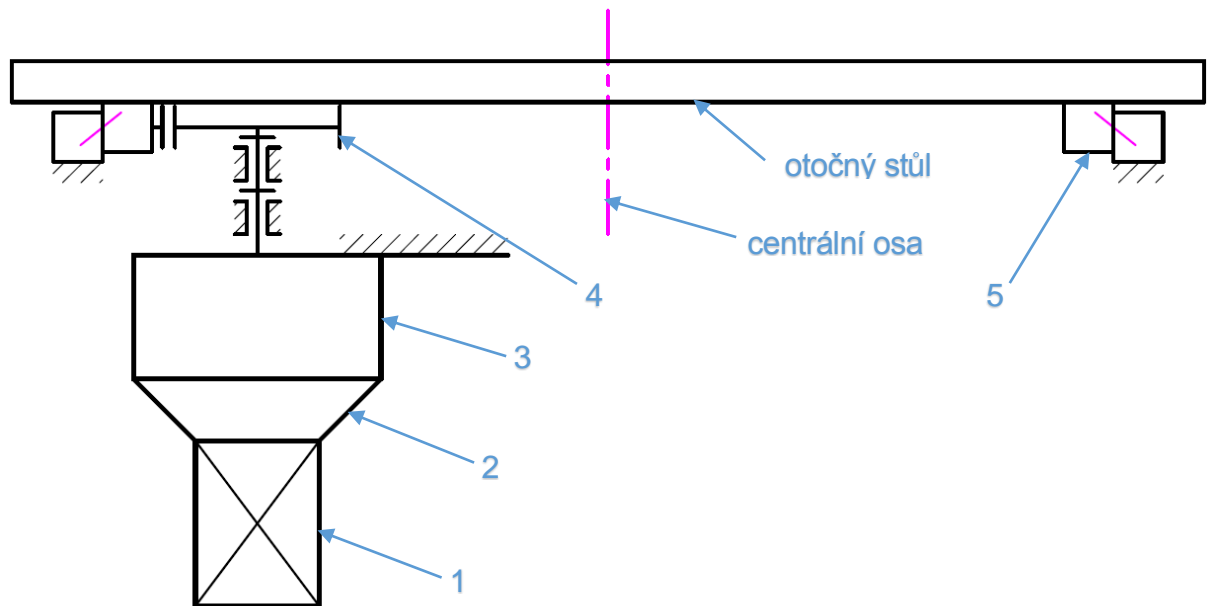
Planetové převodovky se vyznačují vysokými převodovými poměry a přenosem značných výkonů při relativně malých rozměrech [23]. Velikost převodového poměru u klasických planetových převodovek se pohybuje maximálně kolem 100 při účinnosti až 97%. Přesnost těchto převodovek je podle výrobce mezi 1 arcmin až 15 arcmin (úhlová minuta).

Téměř úplným vyloučením vůle v ozubení se vyznačují převodovky s krouživými koly. Převodovka vyniká přesností až 1arcmin, vysokou tuhostí, malými rozměry, ale také nižší účinností pohybující se kolem 90%. [23]

Hlavní odlišností cykloidních převodovek je záměna evolventního ozubení za cykloidní. Předností převodovky je odolnost proti rázům a několikanásobnému přetížení [23]. Účinnost těchto převodovek je přibližně 95%. Převodovky se dále vyznačují vysokými převodovými poměry, a to až 179 a výstupními momenty až 30 000 N·m [26].

Nedílnou součástí tohoto řešení je prvek, který zachytí radiální a axiální zatížení a klopné momenty na polohovadle. Jako vhodné řešení se jeví použít speciální předepnuté radiálně-axiální ložisko velkého průměru se zkříženými osami válečků. Součástí ložiska je ozubený věnec s vnějším nebo vnitřním ozubením. Tyto ložiska se vyznačují velkou únosností a tuhostí. Výhodnější uspořádání pro tuto aplikaci je ložisko s věncem s vnitřním ozubením, jelikož není zapotřebí krytování převodu mezi pastorkem a ozubeným věncem. Další výhodou vnitřního ozubení jsou lepší záběrové podmínky, menší ztráty, více zubů v záběru, a tím i vyšší únosnost převodu.

Struktura celého řešení pomocí servomotoru, převodovky a věncem s ozubením je na *obr. 9-3*. Servomotor (1) je pomocí příruby (2) připevněn k převodovce (3). Na výstupním hřídeli je pastorek (4) zabírající do ozubeného věnce, který je součástí ložiska (5). Pastorek je radiálně předepnut do věnce, čímž se vymezení vůle v ozubení a zajistí se vyšší přesnost pohonu.

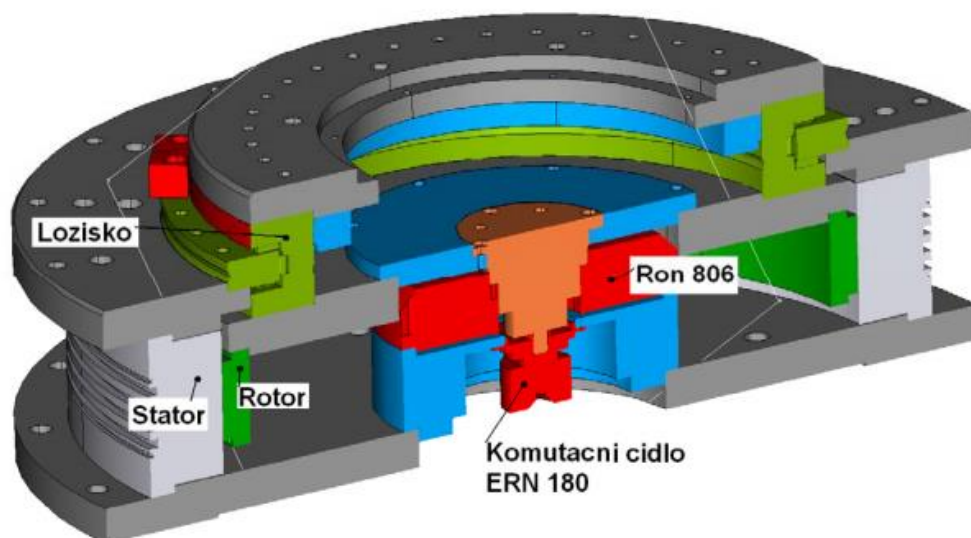


obr. 9-3: Varianta pohonu se servomotorem, převodovkou a ozubeným věncem s ložiskem

9.2.2 Varianta pohonu s prstencovým motorem

Servomotory prstencové konstrukce poskytují velký kroutící moment v klidové poloze nebo při malých otáčkách. Zástavbový prostor pro prstencový motor je menší v porovnání s klasickými motory. Z těchto důvodů je vhodný jako pohon otočných stolů. Stator i rotor mají tvar prstenců. Motory jsou složeny ze statorového vinutí na vnějším prstenci a permanentních magnetů na vnitřním prstenci. Prstencové motory jsou bezkartáčové a obsahují velký počet pólpárů na statorovém vnutí. [24]

Prstencové motory dokáží vyvinout velké špičkové kroutící momenty až 20 000 N·m [25], ovšem s velikostí momentu rostou rozměry a cena motoru. Pro aplikaci na navrhované polohovadlo je potřeba vybavit konstrukci o radiálně-axiální ložisko se zkříženými osami válečků, které dokáže zachytit radiálně-axiální zatížení a klopné momenty. V případě nedostačujícího momentu nebo z důvodu potřeby zvýšení otáček se mohou prstencové motory dovybavit planetovou převodovkou [27]. Řez prstencovým motorem s velkorozměrovým ložiskem je na obr. 9-4 [28].



obr. 9-4: Řez prstencovým motorem s velkorozměrovým ložiskem [28]

9.2.3 Varianta kompaktního pohonu se šnekovou převodovkou

Firma IMO se zabývá výrobou kompaktních šnekových převodovek s jedním nebo dvěma šneky. Součástí převodovek jsou motory a radiálně-axiální ložisko se zkříženými osami válečků. Tyto převodovky se používají v nejrůznějších průmyslových aplikacích. Jsou konstruovány pro vysoká zatížení krouticími momenty až 130 kN·m. Nevýhodou je nízká dynamika a malé otáčky pohonu, které se pohybují od 1 do 3 ot·min⁻¹. Varianta tohoto pohonu je na obr. 9-5. [29]



obr. 9-5: Pohon se šnekovou převodovkou IMO [29]

9.2.4 Varianta s hydromotorem

Další variantou je použití rotačního hydromotoru místo elektrického servomotoru. Na výstupním hřídeli z hydromotoru je pastorek, který zabírá do ozubeného věnce na velkorozměrovém ložisku. Tento pohon není pro tuto aplikaci příliš vhodný z důvodu vysokých pořizovacích nákladů na hydraulické příslušenství a potřebou většího zástavbového prostoru.

9.2.5 Varianta pohonu s ozubeným řemenem

Jednou z méně vhodných možností pohonu pro otočný stůl je pohon pomocí servomotoru s ozubeným řemenem. Jelikož je zapotřebí přenášet poměrně velké kroutící momenty, musíme použít adekvátní velikost řemenu. Pro zvýšení tuhosti je nutné použít široké řemeny, popřípadě více řemenů nad sebou. Zástavbové rozměry takového pohonu budou značné jednak kvůli výšce řemenic, a také z důvodu velkého průměru hnané řemenice.

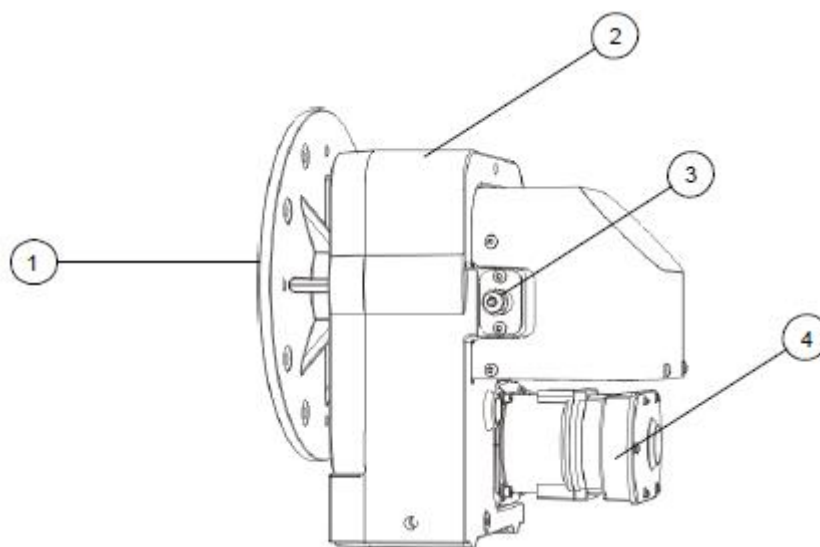
9.3 Varianty řešení pohonu polohovací osy 1

Polohovací osa 1 má za úkol pohybovat jednak se svařencem a přípravkem, ale také ramenem s požadovanou přesností. V následujících kapitolách je popis vhodných pohonů pro polohovací osu 1.

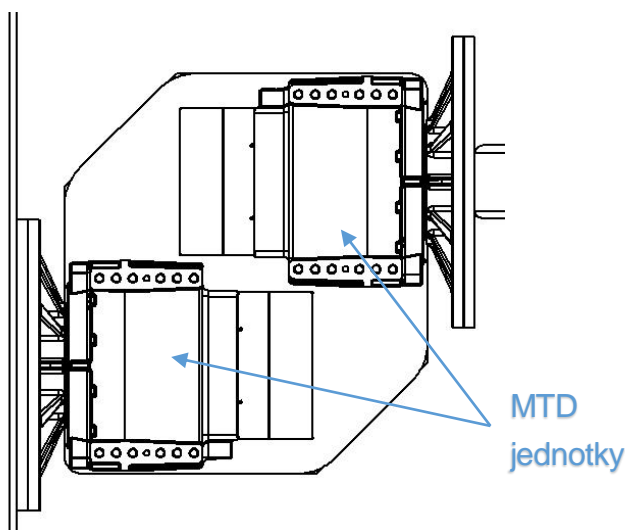
9.3.1 Pohon řešený jednotkou MTD od ABB

Firma ABB vyrábí kompletní pohonné jednotky MTD *obr. 9-6*. Tyto jednotky jsou vyráběny v 5-ti velikostech od nosnosti 300 kg a nominálním kroutícím momentu 350 N·m až po nosnost 5 000 kg a nominálním kroutícím momentem 9 000 N·m [22]. Jelikož hmotnost pohyblivých hmot pro polohovací osu 1 je přibližně 2 800 kg, je možné použít pouze velikost pohonné jednotky MTD5000 o nosnosti 5 000 kg. Pohony jsou kompaktní konstrukce obsahující potřebné součásti v jednom celku. Ze zkušeností firmy ABB jsou dány všechny potřebné parametry jako dovolené zatížení, životnost v daném režimu atd. Jednotky MTD (*obr. 9-6*) obsahují servomotor MU (4) příslušné velikosti, převodovou skříň (2), upínací desku (1) a uzemňovací konektor (3) [19].

Jednou z konstrukčních vlastností tohoto pohonu při použití na polohovadle typu „D“ je možnost přesazení pohonů, a tím zmenšit zástavbové prostory potřebné pro pohony polohovací osy 1 (obr. 9-7).



obr. 9-6: Pohonná jednotka MTD [19]

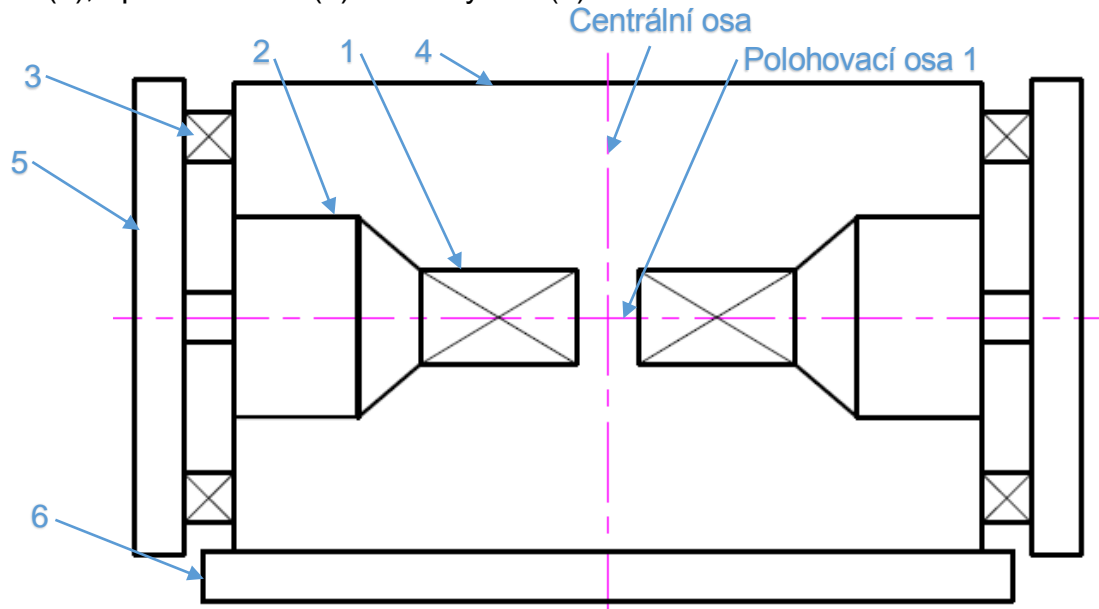


obr. 9-7: Přesazení jednotek MTD

9.3.2 Varianta pohonu se servomotorem, převodovkou a vedením

Stejně, jako v případě centrální osy, lze použít podobnou koncepci i pro polohovací osu 1. Pohon je tvořen servomotorem firmy ABB typu MU, převodovkou a radiálně-axiálním ložiskem se zkříženými osami válečků. Na výstupním hřídeli z převodovky je připevněna upínací deska. Deska je zároveň vedena ložiskem, které zachycuje zatížení od břemene. Pohonné jednotky pro polohovací osu 1 jsou umístěny

v jedné skříni, která je na otočné desce. Na *obr. 9-8* je schéma polohovací osy 1, která obsahuje následující komponenty: MU servomotor (1), převodovku (2), ložisko (3), skříň (4), upínací desku (5) a otočný stůl (6).



obr. 9-8: Schéma polohovací osy 1

9.3.3 Varianta pohonu s prstencovým motorem

Jednou z možností pohonu polohovací osy 1 je použití prstencového motoru. Stejně jako v případě centrální osy musíme spolu s prstencovým motorem použít velkorozměrové ložisko. Oba motory můžeme opět umístit do skříně nebo jednotlivě na konzoly s žebrováním pro zachování tuhosti uložení pohonu.

9.4 Varianty řešení pohonu polohovací osy 2

V případě polohovací osy 2 je potřeba použít kompaktní pohon. Z tohoto důvodu se nabízí pohonná jednotka MTD (*obr. 9-6*) od firmy ABB. Tyto jednotky jsou používány a vyzkoušeny jako polohovací osy na polohovadlech firmy ABB. Zakomponování těchto jednotek je proto logické.

Alternativou pro pohon polohovací osy 2 je prstencový motor. Konstrukční složitost zakomponování prstencového motoru a ložiska příslušné velikosti do ramene polohovadla se jeví jako méně vhodná varianta.

9.5 Konstrukční řešení ramen

Ramena polohovadla musí být navržena z důrazem na materiálovou optimalizaci. Mají mít dostatečnou statickou tuhost, ale zároveň nesmí být příliš hmotné z důvodu

zachování dynamiky polohování se svařencem. Z tohoto důvodu se jeví jako vhodné použít:

- svařovanou konstrukci z obdélníkových profilů (Jákl)
- svařovanou konstrukci z plechových výpalků se zámky

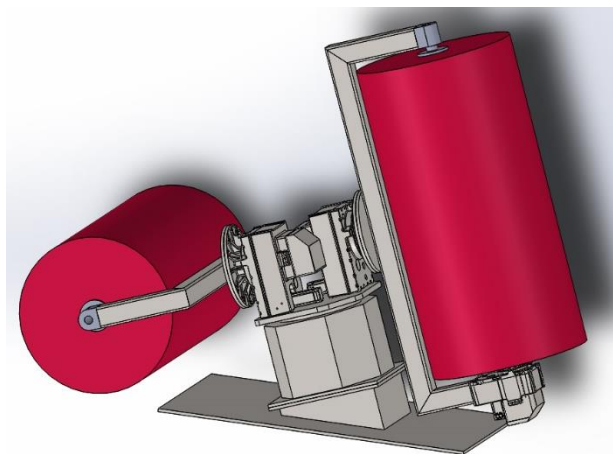
Z pevnostní a deformační analýzy vyplyne vhodná varianta, která bude splňovat požadavky na materiálovou optimalizaci a vysokou tuhost.

9.6 Volba vhodného řešení

Vhodnou volbou konstrukčního uspořádání je varianta se skloněnou centrální osou otáčení (obr. 9-9). Toto uspořádání je dle zadavatele vhodnější, než varianta s vertikální centrální osou rotace, z důvodu lepší přístupnosti obsluhy k přípravku a také nižším zatížením na základ.

Jelikož momentové zatížení na centrální osu je značné, je vhodné použít pohon složený ze servomotoru MU, cykloidní převodovky a radiálně-axiálního ložiska se zkříženými osami válečků s věncem s vnitřním ozubením, do kterého je radiálně předeptnut pastorek. Tento pohon se vyznačuje vysokou tuhostí, přesností a malými zástavbovými rozměry.

Z konstrukčního hlediska se jeví jako vhodné použít MTD jednotky jako pohon polohovací osy 1 a 2 z důvodu jejich kompaktní konstrukce, která obsahuje jednak servomotor, převodovku, ale také ložisko.



obr. 9-9: Vhodná varianta řešení polohovadla



10 Návrhové a kontrolní výpočty částí polohovadla

V této části práce jsou uvedeny výpočty týkající se konstrukce a pohonů. V první řadě je potřeba vhodně zvolit pohonné jednotky polohovacích os. Z parametrů navrhovaných jednotek se určí prostor umístění těžiště přípravku se svařencem. Dalším pokračováním návrhu je určení nejméně příznivých silových poměrů na konstrukci ramene. Ze zatížení ramene je možné určit posunutí polohovací osy 2 při maximálním zatížení z počátečního nezatíženého stavu. Za předpokladu volby vhodné konstrukce ramene se určí příslušné momenty setrvačnosti k polohovací ose 1 a provede se kontrola navrhované pohonné jednotky. To samé se provede pro polohovací osu 1.

10.1 Předběžná volba MTD jednotek pro polohovací osy

Hmotnost přípravku se svařencem je známa ze zadání, činí 1 500 kg. Předpokládaná hmotnost ramene se svařencem je 2 800 kg. Ze stanovených hmotností působících na jednotlivé jednotky je zvolena velikost MTD2000 s nosností 2000 kg pro polohovací osu 2 a jednotku MTD5000 s nosností 5 000 kg pro polohovací osu 1.

Z katalogu produktů firmy ABB pro polohovadla [20 str. 96 až str. 98] jsou pro různé jednotky MTD a zatěžovací hmotnosti potřebné diagramy pro správné umístění těžiště svařence. Ze zatěžovacích diagramů a znalosti maximální hmotnosti působící na pohonné jednotky se určí rozměry umístění těžiště. Rozměr válce, ve kterém je umístěno těžiště svařence o průměru D , je stanoven pro jednotku MTD2000 polohovací osy 2 na 520 mm. Délkový rozměr je určen pomocí jednotky MTD5000 pro polohovací osu 1. Rozměr od osy otáčení polohovací osy 1 je 305 mm vzhledem ke skutečné hmotnosti ramene se svařencem, která činí 2 950 kg. Na *obr. 5-3* je znázorněno umístění těžiště, kde rozměr D značí průměr válce a rozměry A a B jsou délky válce od osy otáčení kolem polohovací osy 1. V tomto případě je uvažováno, že rozměr A a B bude stejný. Celková délka válce tedy bude 610 mm.

10.2 Kontrola pohonné jednotky polohovací osy 2

Pokud bude těžiště svařence umístěno ve vzdálenosti poloviny průměru D od polohovací osy 1, tak je nutné přepočítat moment setrvačnosti, který s sebou přinese také změnu zatěžovacích momentů.

Opět je uvažováno výpočtové schéma podle obr. 8-5. Moment setrvačnosti J_{2max} (10.1) vztažený k polohovací ose 2 bude větší o násobek hmotnosti svařence a druhé mocniny poloviny průměru D , který činí 260 mm.

$$J_{2max} = \frac{1}{2} \cdot m_{s1} \cdot R_2^2 + m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1\,500 \cdot 0,75^2 + 1500 \cdot \left(\frac{0,52}{2}\right)^2 = \quad (10.1)$$
$$= 523 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Úhlová rychlost ω_2 se nezmění, činí $1,85 \text{ s}^{-1}$. Z nově vypočteného momentu setrvačnosti a úhlové rychlosti se stanoví maximální moment hybnosti L_{2max} (10.2). Přepočtený rozběhový moment M_{r2max} (10.3) a moment pro nouzové zastavení M_{nz2max} (10.4) se stanoví z vypočteného maximálního momentu hybnosti, původních časů pro rozběh/zastavení a času pro nouzové zastavení.

$$L_{2max} = J_{2max} \cdot \omega_2 = 523 \cdot 1,85 = 967 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.2)$$

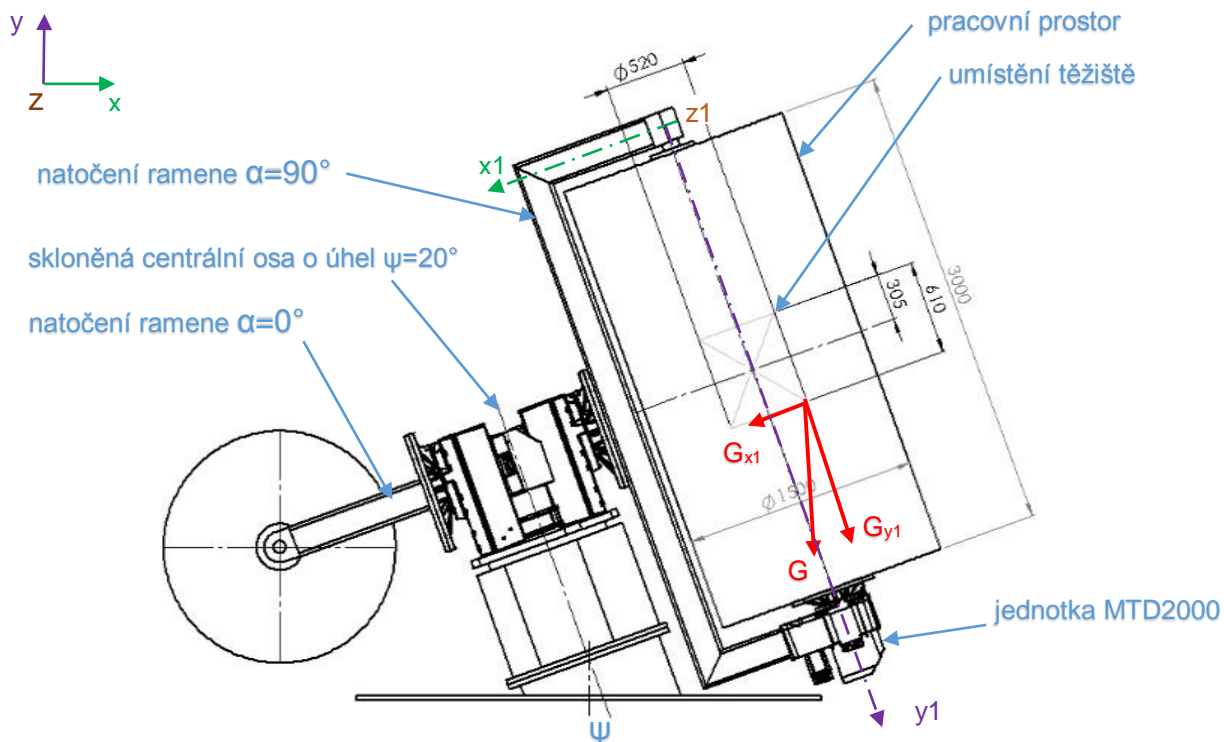
$$M_{r2max} = \frac{L_{2max}}{t_{r2}} = \frac{967}{0,8} = 1\,209 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.3)$$

$$M_{nz2max} = \frac{L_{2max}}{t_{nz2}} = \frac{967}{0,6} = 1\,612 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.4)$$

Jednotka MTD2000 splňuje svými parametry momentové požadavky na polohovací osu 2. Hodnota konstantního momentu je v katalogu výrobce stanovena na $4\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$, pro režim rozběhu/zastavení je moment $5\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$. Pro tento režim je životnost pohonu stanovena na $1\text{E}6$ cyklů. Režim polohování slouží k rychlému najetí do požadované pozice. Tento režim je potřebný mnohem v menší míře, než samotné technologické polohování svařencem proti technologické hlavici, které využívá pouze malé rychlosti a nejsou zde takové požadavky na dynamiku procesu jako při polohování mimo svařování. Maximální dovolené zatížení jednotky kroutícím momentem je $16\,400 \text{ N} \cdot \text{m}$ s předpokládanou životností $1\,000$ cyklů. [30]

Jednotka je zatížena radiálními a axiálními silami. Zatížení na jednotku je způsobeno hmotností přípravku se svařencem. Pro výpočet zatížení jednotky je uvažováno podepření přípravku podpěrným ložiskem, které má volně uloženou hřídel v radiálních ložiskách a umožňuje pohyb v axiálním směru z důvodu teplotní

dilatace. Z tohoto předpokladu vyplývá, že zatížení v axiálním směru přenáší pouze jednotka MTD2000. Při různém natočení kolem polohovací osy 1 se mění zatížení působící na jednotku MTD2000. Nejméně příznivá natočení jsou v případech, které jsou na obr. 10-1, rameno je zde natočeno o úhel $\alpha=0^\circ$ a $\alpha=90^\circ$.



obr. 10-1: Schéma zatížení jednotky MTD2000 na polohovací ose 2

Jelikož je centrální osa skloněna o úhel ψ , je potřeba transformovat původní souřadný systém (x, y, z) do nového (x_1, y_1, z_1) , který je souhlasný se směrem zatěžovacích sil od svařence. Kladný směr osy x_1 je v radiálním směru na jednotku MTD2000 polohovací osy 2 a kladný směr osy y_1 je v axiálním směru. Znázornění těchto směrů os je na obr. 10-1. Souhlasně s nimi je rozložena síla od hmotnosti svařence G (10.5) při natočení ramene o úhel $\alpha=90^\circ$. Složky této síly jsou označeny v radiálním směru G_{x1} (10.6) a v axiálním směru G_{y1} (10.7).

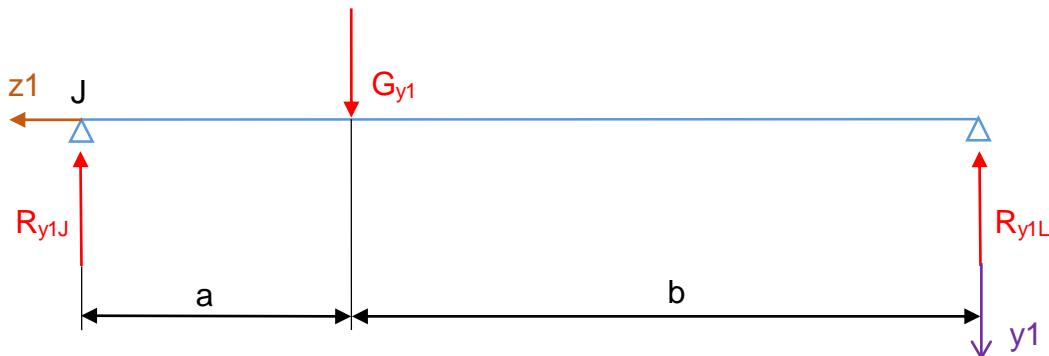
$$G = m \cdot g = 1\,500 \cdot 9,81 = 14\,715 \text{ N} \quad (10.5)$$

$$G_{x1} = G \cdot \sin(\psi) = 14\,715 \cdot \sin(22^\circ) = 5\,512 \text{ N} \quad (10.6)$$

$$G_{y1} = G \cdot \cos(\psi) = 14\,715 \cdot \cos(22^\circ) = 13\,644 \text{ N} \quad (10.7)$$

Jednotka MTD2000 přenáší veškeré axiální zatížení ve směru osy y_1 při natočení ramene o úhel $\alpha=90^\circ$, které odpovídá síle G_{y1} . Dovolená hodnota silového zatížení v axiálním směru je ± 50 kN. Jednotka MTD2000 vyhovuje požadavkům na únosnost v axiálním směru.

V radiálním směru je jednotka nejvíce namáhána při natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$. V tomto případě je potřeba provést silový rozklad síly G_{y1} ve směru osy y_1 , jelikož část síly přenesou rameno na straně podpěrného ložiska a část přenesou rameno na straně pohonné jednotky MTD2000. Rozklad síly je na obr. 10-2, kde síla R_{y1L} (10.8) je v místě podpěrného ložiska a R_{y1J} (10.9) v místě pohonné jednotky.



obr. 10-2: Rozklad sil ve směru osy y_1 při natočení ramene o $\alpha=0^\circ$

Rozměry a , b vyplývají z délky pracovního prostoru, který je 3 000 mm, z rozměrů prostoru pro umístění těžiště a a předpokládané šířky použitého profilu ramene. Velikost rozměru a je 1 440 mm a rozměru b je 2 050 mm.

$$\sum M_J = 0 \rightarrow G_{y1} \cdot a - R_{y1L} \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_{y1L} \quad (10.8)$$

$$R_{y1L} = \frac{G_{y1} \cdot a}{a + b} = \frac{13\,644 \cdot 1\,440}{1\,440 + 2\,050} = 5\,629 \text{ N}$$

$$\sum F_{y1} = 0 \rightarrow G_{y1} - R_{y1L} - R_{y1J} = 0 \rightarrow R_{y1J} \quad (10.9)$$

$$R_{y1J} = G_{y1} - R_{y1L} = 13\,644 - 5\,629 = 8\,015 \text{ N}$$

Největší radiální zatížení pohonné jednotky je v případě natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$. Radiální síla působící na pohonnou jednotku je $R_{y1J} = 8\,015$ N. Dovolená hodnota zatížení v radiálním směru je ± 30 kN. Jednotka MTD2000 vyhovuje požadavkům na únosnost v radiálním směru.



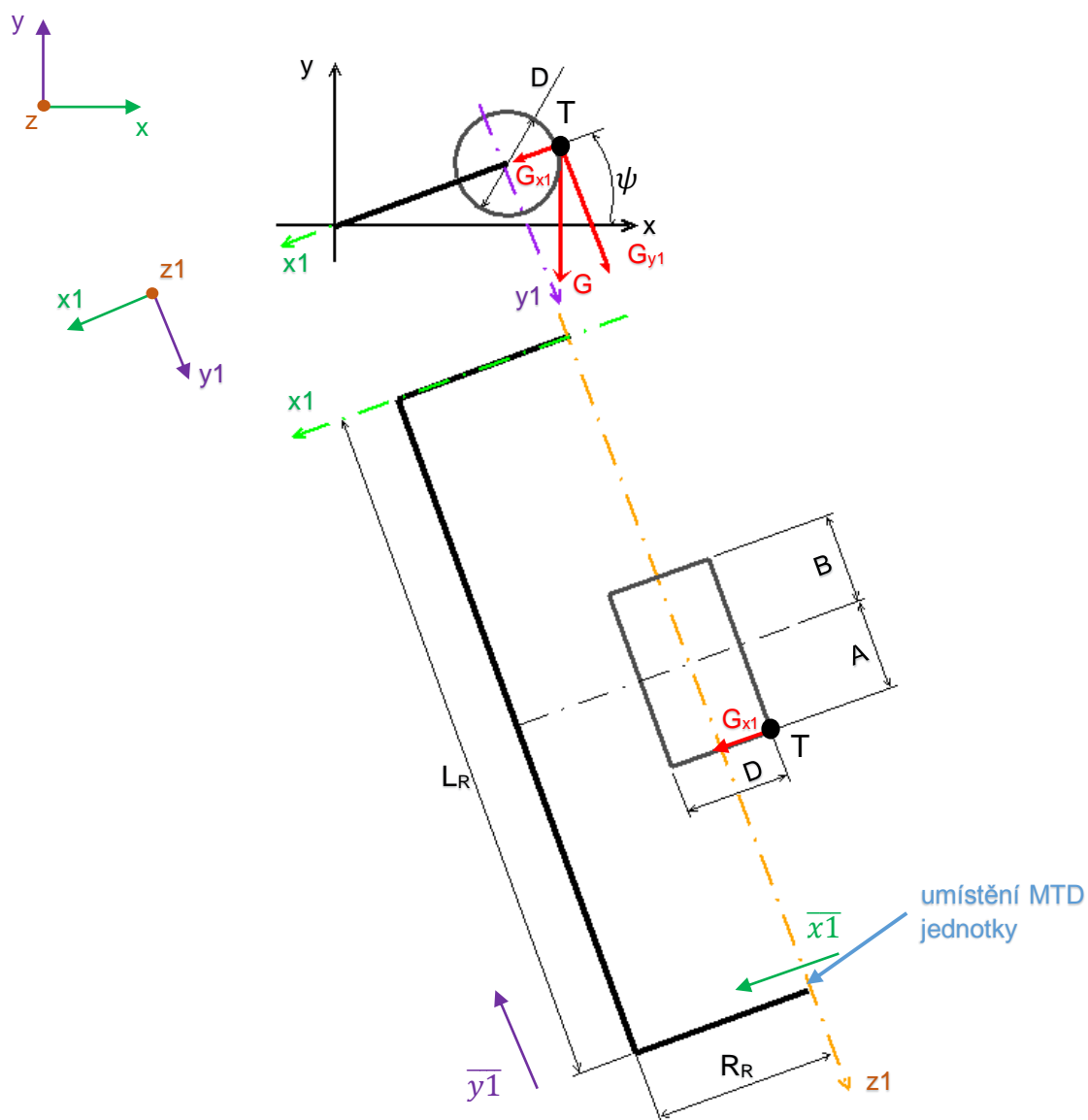
Za předpokladu podepření přípravku se svařencem podpěrným ložiskem není jednotka zatížena ohybovými momenty.

10.3 Konstrukční řešení ramene polohovadla

Před kontrolou pohonné jednotky polohovací osy 1 je zapotřebí vyřešit konstrukci ramene, které nese přípravek se svařencem. Rameno je navrhováno s požadavkem na maximální deformaci v místě polohovací osy 2. Nejméně příznivé zatížení ramene je v případě natočení o úhel $\alpha=0^\circ$ a $\alpha=90^\circ$.

10.3.1 Silový rozklad na rameni při natočení o úhel $\alpha=0^\circ$

Na *obr. 10-3* je znázorněn rozklad sil při nejméně vhodném umístění těžiště svařence T a natočení ramene o $\alpha=0^\circ$. Síla G (10.5) znázorňuje gravitační sílu od svařence a je rozložena do složek G_{x1} (10.6), G_{y1} (10.7) ve směrech os x_1 , y_1 . Rozměry ramene $L_R = 3\,490\text{ mm}$ a $R_R = 900\text{ mm}$ jsou stanoveny k osám nosných profilů ramene. Při výpočtu je zanedbána vlastní hmotnost ramene s výjimkou hmotnosti MTD jednotky, která vyvolá silové účinky na rameno v místě, kde prochází osa z_1 . Síla od hmotnosti pohonné jednotky G_{MTD} (10.10) je rozložena do směrů os x_1 a y_1 , rozložené síly jsou označeny jako G_{MTDx1} (10.11) a G_{MTDy1} (10.12).



obr. 10-3: Rozklad sil na rameni při jeho natočení o $\alpha=0^\circ$

$$G_{MTD} = m_{MTD2000} \cdot g = 340 \cdot 9,81 = 3\,335 \text{ N} \quad (10.10)$$

$$G_{MTDx1} = G_{MTD} \cdot \sin(\psi) = 3\,335 \cdot \sin(22^\circ) = 1\,249 \text{ N} \quad (10.11)$$

$$G_{MTDy1} = G_{MTD} \cdot \cos(\psi) = 3\,335 \cdot \cos(22^\circ) = 3\,093 \text{ N} \quad (10.12)$$

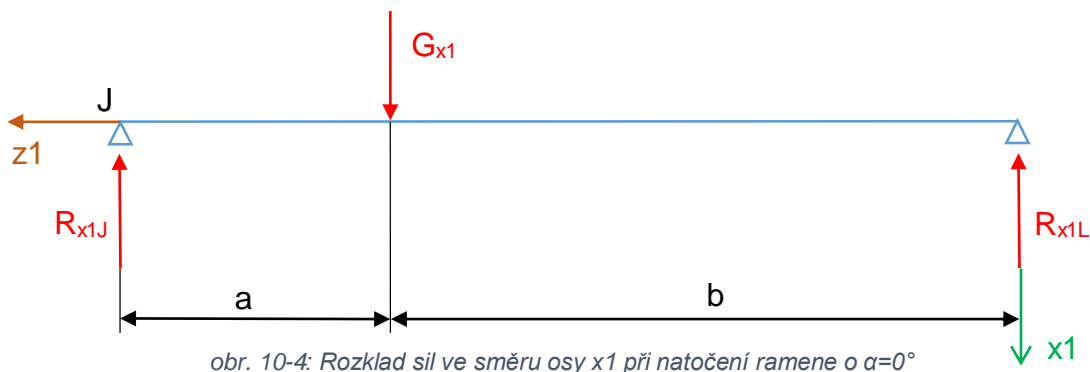
Část ramene o délce R_R je v tomto případě namáhána ohybem kolem osy z_1 . Průběh momentu $M_{Gy1}(\bar{x}_1)$ vyvolaný silami R_{y1} působící na rameni R_R s promítnutou délkou od kraje umístění těžiště svařence (celková délka ramene pro výpočet momentu je 1 177

mm) a silou od tíhy MTD jednotky o hmotnosti 340 kg je popsán rovnicí (10.13). Maximální hodnota ohybového momentu $M_{G_{y1}}$ (10.14) je v místě, kde $\bar{x}_1 = 1\,177\text{ mm}$.

$$M_{G_{y1}}(\bar{x}_1) = R_{y1J} \cdot \bar{x}_1 + G_{MTD_{y1}} \cdot \left(\bar{x}_1 - \frac{D}{2}\right); \quad \bar{x}_1 \in \langle 0; 1\,177 \rangle \quad (10.13)$$

$$\begin{aligned} M_{G_{y1}}(\bar{x}_1 = 1\,196) &= 8\,015 \cdot 1\,177 + 3\,093 \cdot (1\,177 - 277) = \\ &= 12\,264\,998\text{ N} \cdot \text{mm} = 12\,265\text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (10.14)$$

Část ramene o délce L_R je při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$ namáhána kombinací prostorového ohybu a krutu. Ve směru osy x_1 je zapotřebí rozložit sílu G_{x1} do části ramene u ložiska a do části, kde je umístěna pohonná jednotka. Rozklad síly je na obr. 10-4, kde síla R_{x1L} (10.15) je v místě podpěrného ložiska a R_{x1J} (10.16) v místě pohonné jednotky.



obr. 10-4: Rozklad sil ve směru osy x_1 při natočení ramene o $\alpha=0^\circ$

$$\sum M_J = 0 \rightarrow G_{x1} \cdot a - R_{x1L} \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_{x1L} \quad (10.15)$$

$$R_{x1L} = \frac{G_{x1} \cdot a}{a + b} = \frac{5\,512 \cdot 1\,440}{1\,440 + 2\,050} = 2\,274\text{ N}$$

$$\sum F_{x1} = 0 \rightarrow G_{x1} - R_{x1L} - R_{x1J} = 0 \rightarrow R_{x1J} \quad (10.16)$$

$$R_{x1J} = G_{x1} - R_{x1L} = 5\,512 - 2\,274 = 3\,238\text{ N}$$

Průběh ohybového momentu $M_{G_{x1z1}}(\bar{y}_1)$ (10.17) v rovině x_1 - z_1 je vyvozen silami R_{x1J} a $G_{MTD_{x1}}$, které působí na rameni L_R . Maximální hodnoty nabývá moment $M_{G_{x1z1}}$ (10.18) ve vzdálenosti $L_R/2$ v místě, kde se nachází polohovací osa 1.



$$M_{Gx1z1}(\bar{y1}) = (R_{x1J} + G_{MTDx1}) \cdot \bar{y1}; \bar{y1} \ll 0; L_R/2 > \quad (10.17)$$

$$\begin{aligned} M_{Gx1z1}(\bar{y1} = 1\,745) &= (3\,238 + 1\,249) \cdot 1\,745 = & (10.18) \\ &= 7\,830\,457 \text{ N} \cdot \text{mm} = 7\,830 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Průběh ohybového momentu $M_{Gy1z1}(\bar{y1})$ (10.19) v rovině $y1-z1$ je vyvozen silami R_{y1J} a G_{MTDy1} , které působí na rameni L_R . Maximální hodnoty nabývá moment M_{Gy1z1} (10.20) ve vzdálenosti $L_R/2$ v místě, kde se nachází polohovací osa 1.

$$M_{Gy1z1}(\bar{y1}) = (R_{y1J} + G_{MTDy1}) \cdot \bar{y1}; \bar{y1} \ll 0; L_R/2 > \quad (10.19)$$

$$\begin{aligned} M_{Gy1z1}(\bar{y1} = 1\,745) &= (8\,014 + 3\,093) \cdot 1\,745 = & (10.20) \\ &= 19\,381\,061 \text{ N} \cdot \text{mm} = 19\,381 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Výsledný ohybový moment M_{oL} (10.21) vznikne složením momentů M_{Gx1z1} a M_{Gy1z1} .

$$M_{oL} = \sqrt{M_{Gx1z1}^2 + M_{Gy1z1}^2} = \sqrt{7\,830^2 + 19\,381^2} = 20\,903 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.21)$$

Kroutící moment M_{kL} (10.22) na rameni v části o délce L_R je vyvolán silou R_{y1J} od svařence, působící na rameni R_R , s promítnutou délkou od kraje umístění těžiště svařence a silou G_{MTDy1} od hmotnosti pohonné jednotky na rameni o délce R_R .

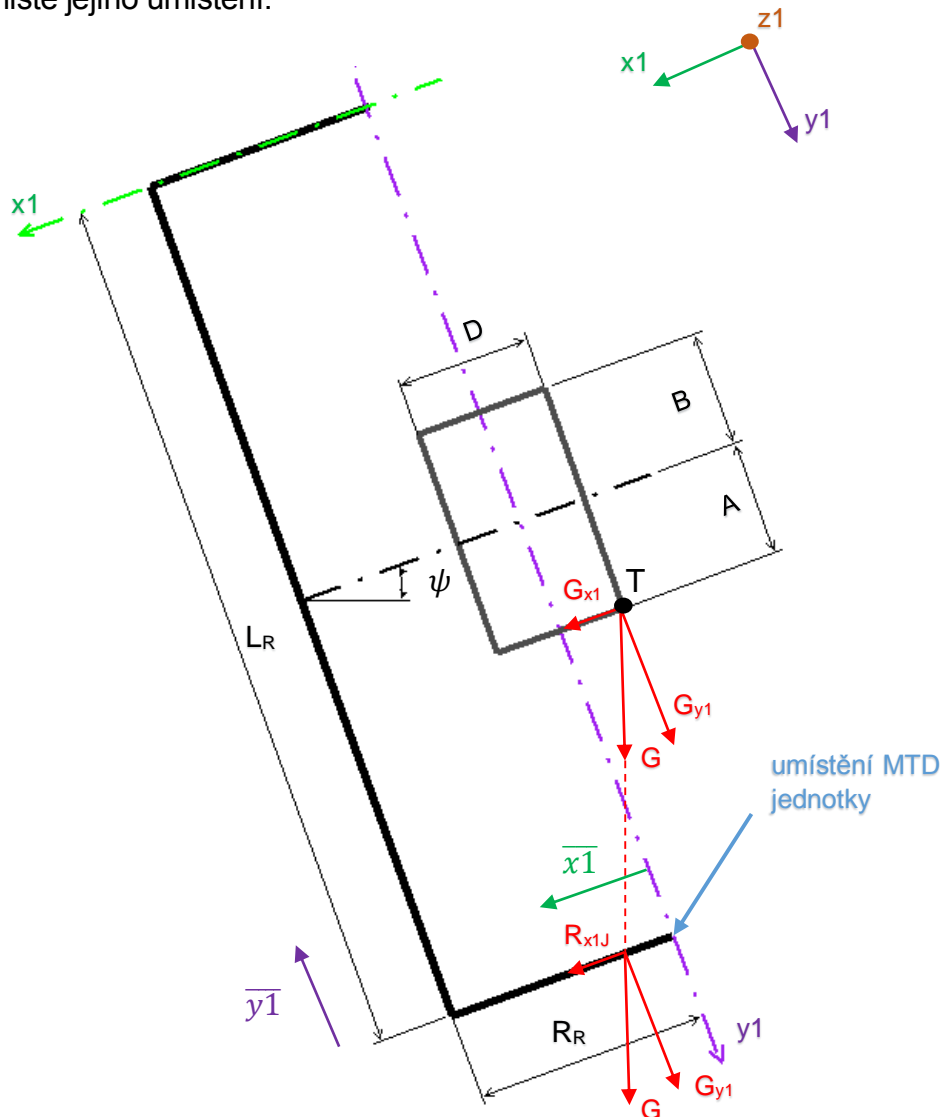
$$\begin{aligned} M_{kL} &= R_{y1J} \cdot \left(R_R + \frac{D}{2} \right) + G_{MTDy1} \cdot R_R = 8\,014 \cdot (900 + 277) + & (10.22) \\ &+ 3\,093 \cdot 900 = 12\,079\,628 \text{ N} \cdot \text{mm} = 12\,080 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Maximální redukovaný moment M_{redL} (10.23) na rameni v části o délce L_R je počítán podle teorie maximálního smykového napětí.

$$M_{redL} = \sqrt{M_{oL}^2 + M_{kL}^2} = \sqrt{20\,903^2 + 12\,080^2} = 24\,142 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.23)$$

10.3.2 Silový rozklad na rameni při natočení o úhel $\alpha=90^\circ$

Na obr. 10-5 je znázorněn rozklad sil při nejméně vhodném umístění těžiště svařence T a natočení ramene o $\alpha=90^\circ$. Síla G znázorňuje gravitační sílu od svařence a je rozložena do složek G_{x1} , G_{y1} ve směrech os $x1$, $y1$. Síla G je posunuta po své nositelce do průniku osy ramene o délce R_R . Dále na rameno působí síla G_{MTD} od pohonné jednotky polohovací osy 2 v místě jejího umístění.



obr. 10-5: Rozklad sil na rameni při jeho natočení o $\alpha=90^\circ$

Část ramene v délce R_R je při tomto natočení ramene namáhána ohybovým momentem kolem osy $y1$. Ohybový moment je vyvolán silami G_{y1} a G_{MTDy1} . Průběh ohybového momentu $M_{G_{90y1}}(\bar{x}1)$ je vyjádřen rovnicí (10.24). Maximální hodnotu nabývá



v místě spoje části ramene o délce R_R a části o délce L_R . Maximální hodnota ohybového momentu M_{G90y1} (10.25) je v místě, kde $\bar{x1} = R_R = 900 \text{ mm}$.

$$M_{G90y1}(\bar{x1}) = G_{MTDy1} \cdot \bar{x1} + G_{y1} \cdot (\bar{x1} - 264); \bar{x1} \in \langle 0; 900 \rangle \quad (10.24)$$

$$\begin{aligned} M_{G90y1}(\bar{x1} = 920) &= 3\,093 \cdot 900 + 13\,644 \cdot (900 - 264) = \\ &= 11\,458\,912 \text{ N} \cdot \text{mm} = 11\,459 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (10.25)$$

Část ramene o délce L_R je namáhána ohybovým momentem o velikosti M_{G90y1} a momentem vyvolaným silami R_{x1J} a G_{MTDx1} , působících na souřadnici $\bar{y1}$. Průběh ohybového momentu $M_{G90x1}(\bar{y1})$ na rameni L_R je vyjádřen rovnicí (10.26). Maximální hodnoty nabývá moment M_{G90x1} (10.27) ve vzdálenosti $L_R/2$ v místě, kde se nachází polohovací osa 1.

$$M_{G90x1}(\bar{y1}) = M_{G90y1} + (R_{x1J} + G_{MTDy1}) \cdot \bar{y1}; \bar{y1} \in \langle 0; 1\,745 \rangle \quad (10.26)$$

$$\begin{aligned} M_{G90x1}(\bar{y1} = 1\,745) &= 11\,458\,912 + (3\,238 + 1\,249) \cdot 1\,745 = \\ &= 19\,289\,369 \text{ N} \cdot \text{mm} = 19\,289 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (10.27)$$

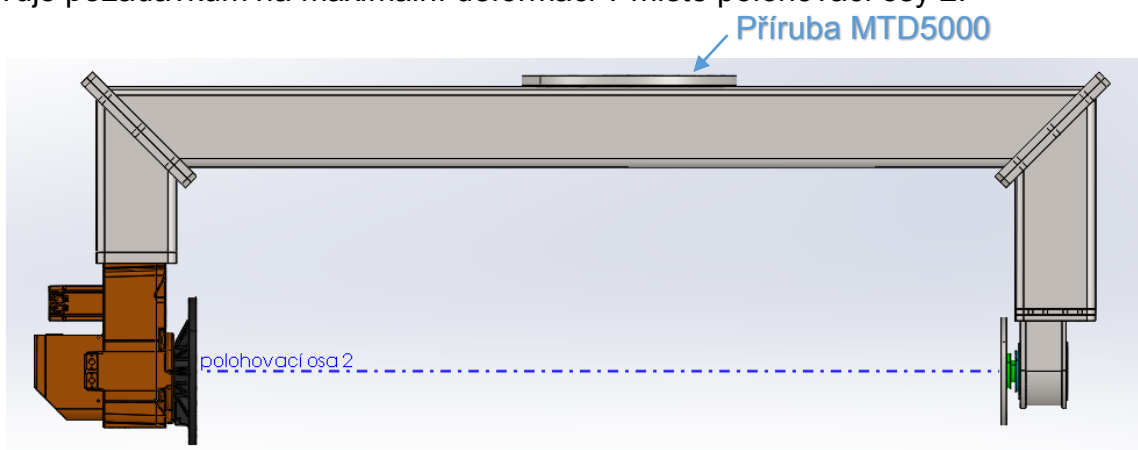
10.3.3 Vypočtené napětí a deformace při natočení ramene o $\alpha=0^\circ$

Při výpočtu napjatosti v rameni se vycházelo z vypočítaných zatížení ramene ohybovými momenty a kroutícím momentem. Výpočty byly provedeny pomocí MS Excel. V tab. 10-1 jsou uvedena výsledná maximální napětí při natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$. Výpočty jsou stanoveny pro hutní profil Jäkl (trubka obdélníkového průřezu) 400 x 300 x 16 a materiál S355J2H. Na části ramene o délce R_R je rozměr 400 mm ve směru osy $y1$, rozměr 300 mm je ve směru osy $z1$ a rozměr 16 mm je tloušťka profilu. Na části ramene o délce L_R je rozměr 400 mm ve směru osy $y1$ a rozměr 300 mm je ve směru osy $x1$. Pro výpočet bylo uvažováno střídavé namáhání konstrukce polohovadla. Z meze kluzu materiálu bylo stanoveno dovolené napětí $\sigma_{DIII} = 136 \text{ MPa}$ pro střídavé namáhání a dovolené napětí ve smyku $\tau_D = 178 \text{ MPa}$. Z poměru dovoleného napětí a vypočtených napětí v konstrukci byla stanovena bezpečnost k .

Název	Označení	Velikost	Jednotka	k
Napětí v ohybu na části ramene o délce R_R	σ_{oR}	5	MPa	26,9
Napětí v ohybu na části ramene o délce L_R	σ_{oL}	12	MPa	11,5
Napětí v krutu na části ramene o délce L_R	T_{kL}	6	MPa	29,1
Redukované napětí v části ramene o délce L_R	σ_{redL}	17	MPa	8

tab. 10-1: Napětí na rameni při natočení o úhel $\alpha=0^\circ$

Bezpečnost v každém místě na rameni je větší než 1. Polohovadlo vyhovuje pevnostním požadavkům. Z pohledu napjatosti je rameno předdimenzované. Další kontrola je provedena pro požadavek maximální deformace $v_D = 2 \text{ mm}$ ramene v místě, kde prochází polohovací osa 2 (obr. 10-6). Výpočet byl proveden pomocí Mohrova integrálu. Skutečná deformace při natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$ v místě, kde prochází polohovací osa 2, je $v_0 = 1,44 \text{ mm}$. Rameno v tomto případě natočení vyhovuje požadavkům na maximální deformaci v místě polohovací osy 2.



obr. 10-6: Umístění polohovací osy 2

10.3.4 Vypočtené napětí a deformace při natočení ramene o $\alpha=90^\circ$

Při výpočtu ramene natočeného o úhel $\alpha=90^\circ$ je uvažováno pouze ohybové napětí v obou částech ramene. Výpočty byly provedeny pomocí MS Excel. V tab. 10-2 jsou uvedena výsledná maximální napětí. Výsledná napětí jsou stejně jako v předchozím případě stanovena pro Jäkl 400x300x16 z materiálu S355J2H. Na části ramene o délce R_R je rozměr 400 mm ve směru osy z_1 , rozměr 300 mm je ve směru osy y_1 a rozměr 16 mm je tloušťka profilu. Na části ramene o délce L_R je rozměr 400 mm ve směru osy z_1 a rozměr 300 mm je ve směru osy x_1 . Opět je uvažováno střídavé namáhání.

Z poměru dovoleného napětí a vypočtených napětí v konstrukci byla stanovena bezpečnost k .

Název	Označení	Velikost	Jednotka	k
Napětí v ohybu na části ramene o délce R_R	σ_{oR90}	5	Mpa	28,8
Napětí v ohybu na části ramene o délce L_R	σ_{oL90}	9	MPa	14,5

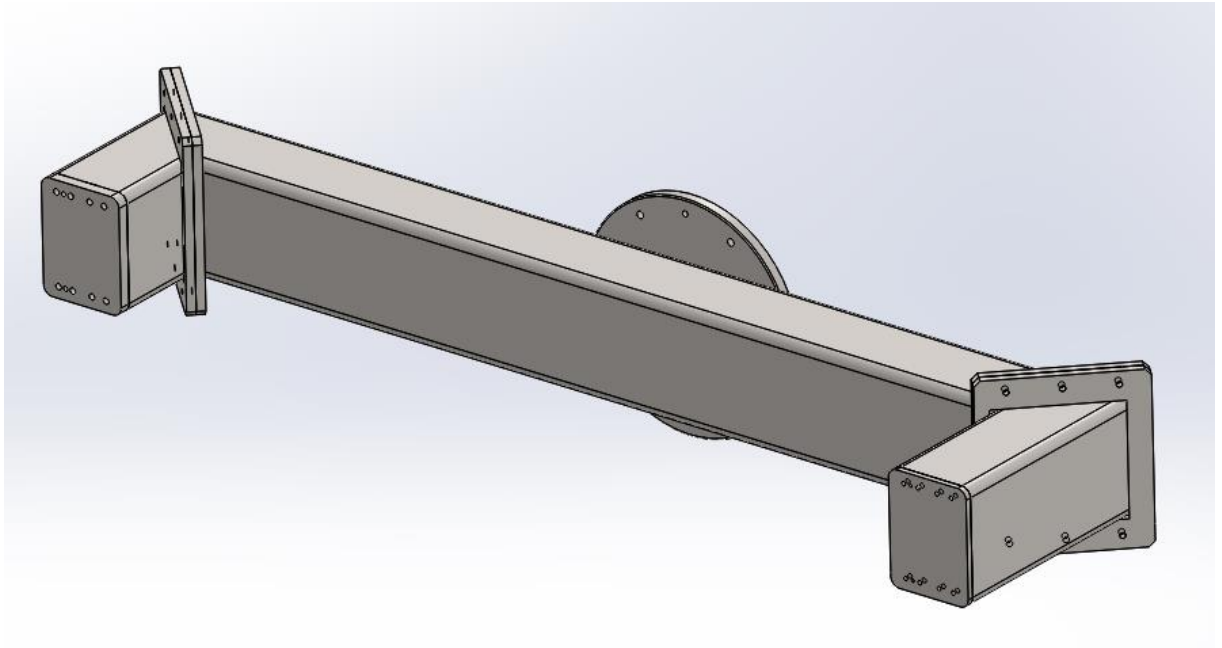
tab. 10-2: napětí na rameni při natočení o úhel $\alpha=90^\circ$

Bezpečnost v každém místě na rameni je větší než 1. Polohovadlo vyhovuje požadavkům. Z pohledu napjatosti je rameno předdimenzované. Další kontrola je provedena pro požadavek maximální deformace $v_D = 2 \text{ mm}$ ramene v místě, kde prochází polohovací osa 2 (obr. 10-6). Výpočet byl proveden pomocí Mohrova integrálu. Skutečná deformace při natočení ramene o úhel $\alpha=90^\circ$ v místě, kde prochází polohovací osa 2, je $v_{90} = 0,86 \text{ mm}$. Rameno v tomto případě natočení vyhovuje požadavkům na maximální deformaci v místě polohovací osy 2.

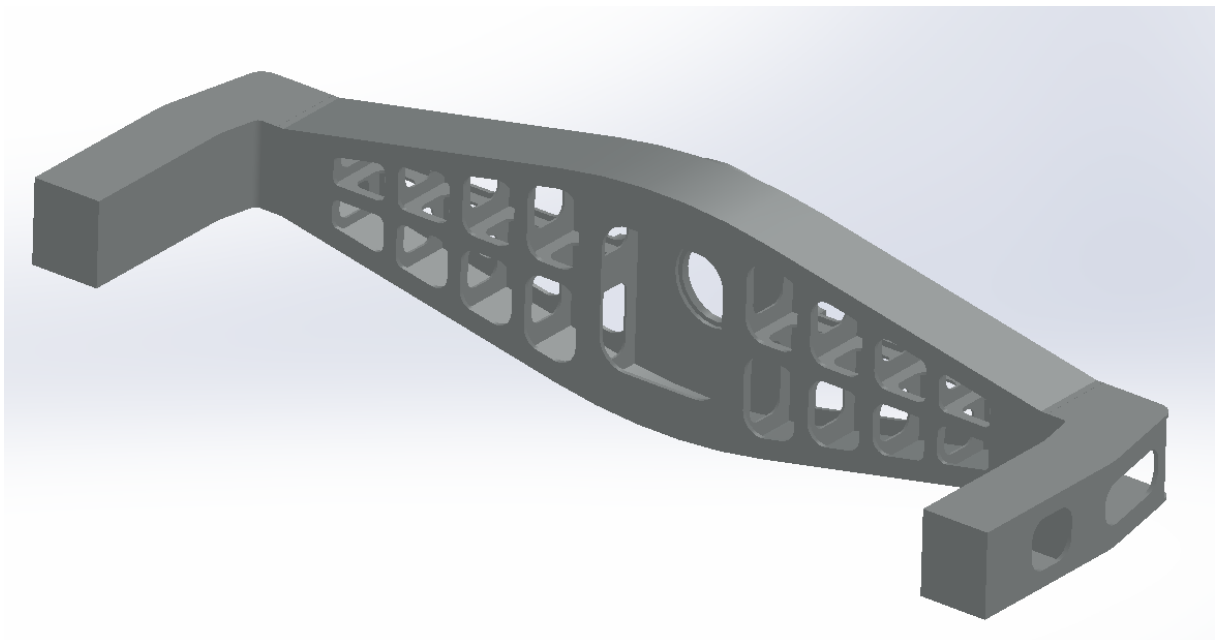
10.3.5 Materiálová optimalizace ramene

Materiálová optimalizace ramene je jedním z požadavků zadání. Je provedena pro požadovanou maximální deformaci ramene $v_D = 2 \text{ mm}$. Základními variantami je použití hutních profilů Jäklového tvaru nebo svařované konstrukce z plechů. Rameno vyrobené z Jäklu (obr. 10-7) je označeno jako varianta A. Varianta B je tvořena plechovou svařovanou konstrukcí s horizontálním a vertikálním žebrováním (obr. 10-8) s odlehčením za použití plechů o síle 15, 10 a 6 mm. Varianta C (obr. 10-9) je plechová svařovaná konstrukce s křížovým žebrováním ve dvou polích s odlehčením za použití plechů o síle 12, 10 a 6 mm. Plechová svařovaná konstrukce ramene s křížovým žebrováním ve čtyřech polích s odlehčením za použití plechů o síle 12, 10 a 6 mm je označena jako varianta D (obr. 10-10). Poslední řešenou variantou E (obr. 10-11) je kombinace svařované části ramene L_R z plechů o síle 10 mm a použití Jäklu 400 x 300 x 12,5 mm pro rameno R_R . Pomocí výpočtového softwaru MKP se stanovilo nejvhodnější rozložení materiálu pro dané varianty konstrukce ramene. Výsledky pomocí MKP analýzy jsou shrnuty v tab. 10-3. Model byl pevně uložen v místě příruby spojující rameno s pohonnou jednotkou polohovací osy 1 a byl zatížen silou od svařence, vlastní hmotností ramene a hmotností pohonné jednotky polohovací osy 2.

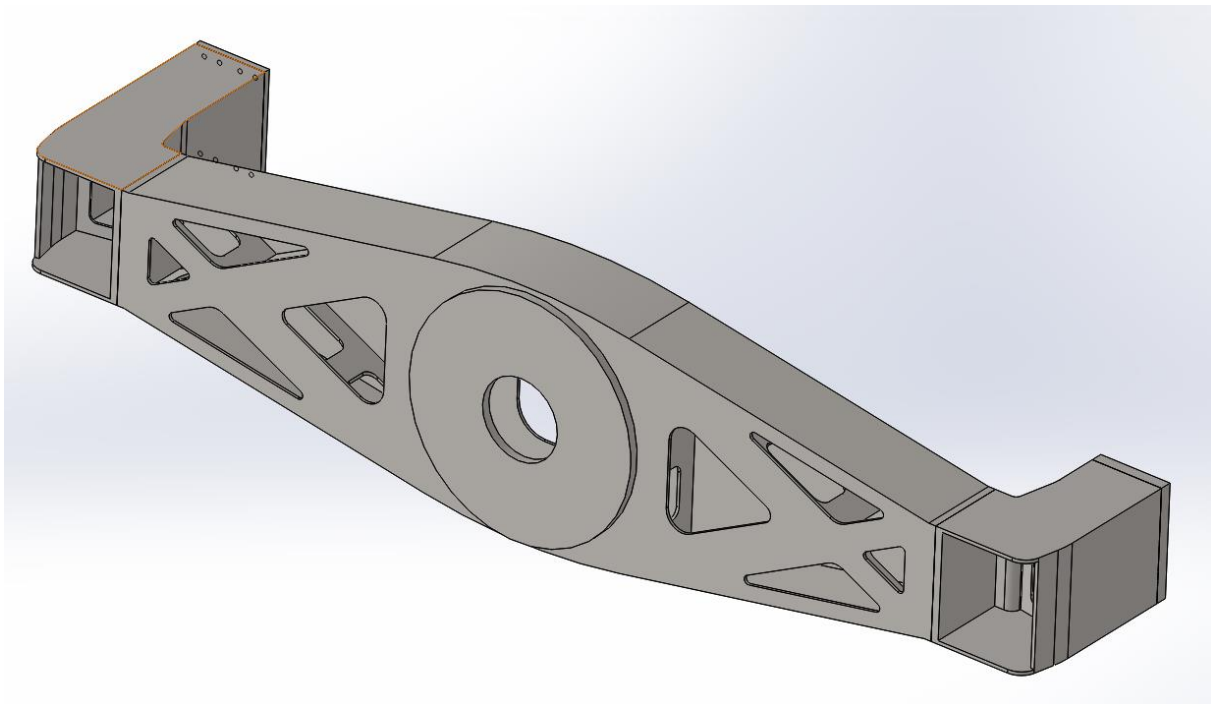
Tuhost byla zjištěna pro obě natočení ramene, a to při zatížení procházející polohovací osou 2.



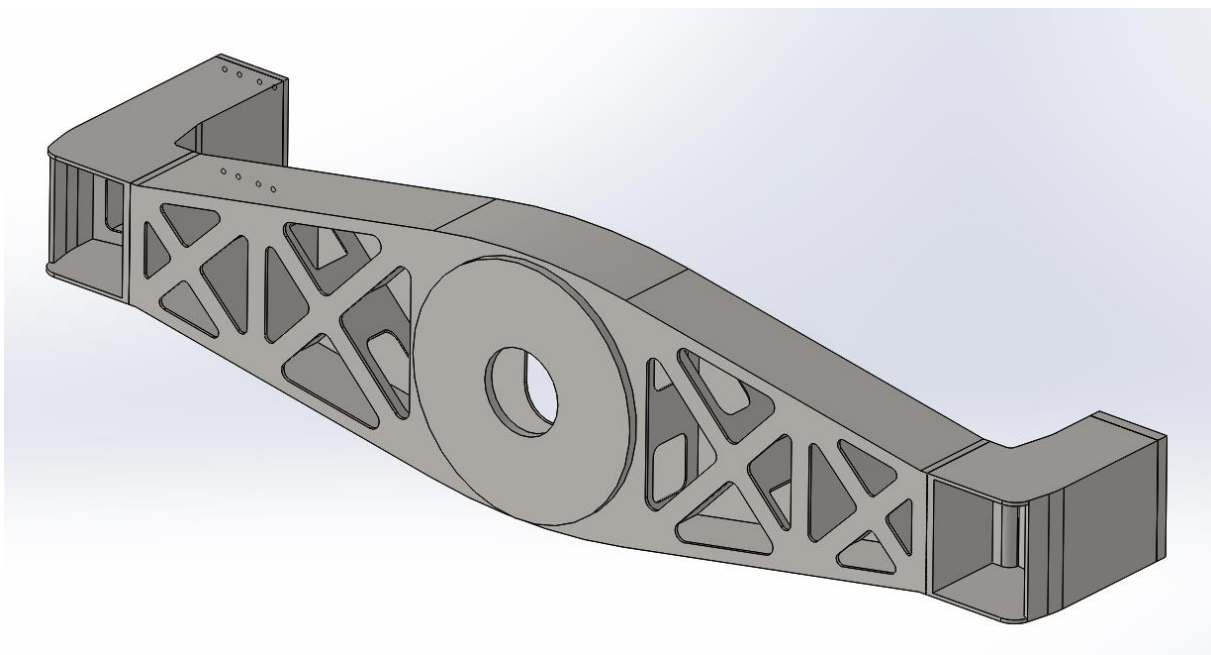
obr. 10-7: Varianta A - Jäklová konstrukce



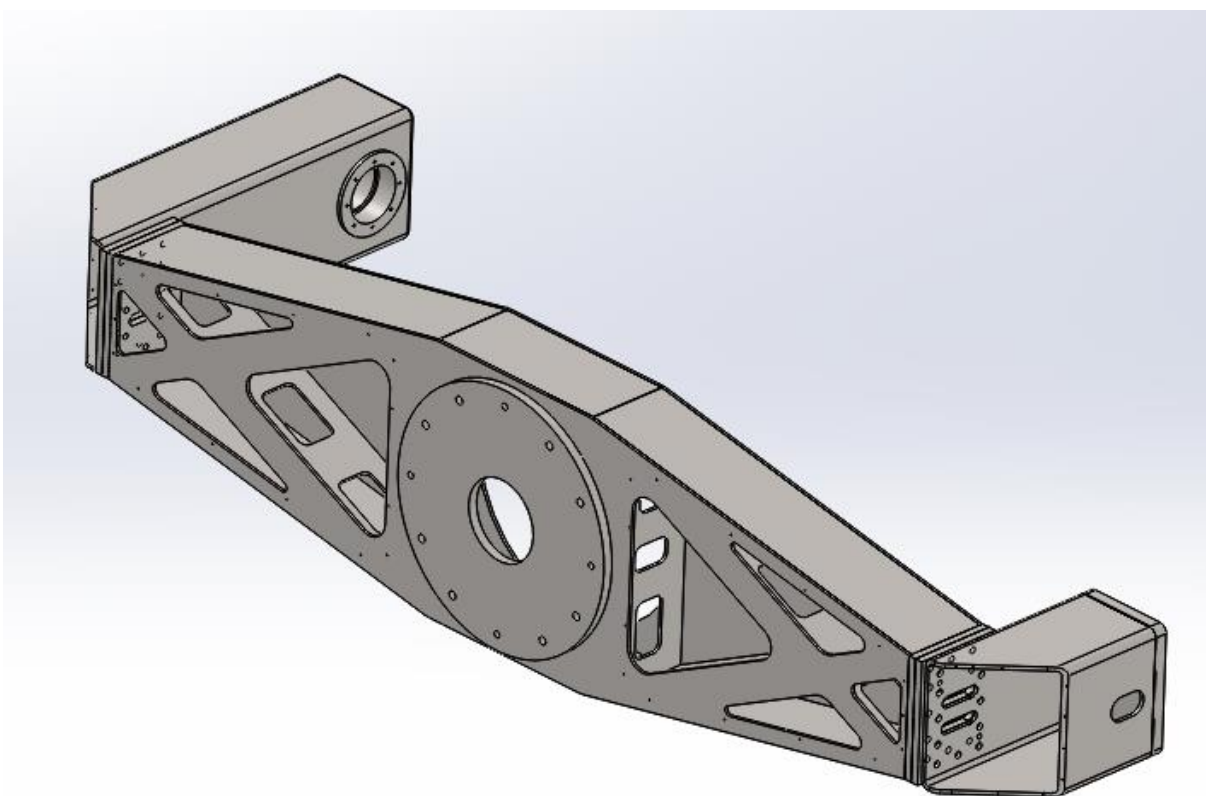
obr. 10-8: Varianta B - Svařovaná konstrukce s horizontálně-vertikálním žebrováním



obr. 10-9: Varianta C - Svařovaná konstrukce s křížovým žebrováním ve dvou polích



obr. 10-10: Varianta D - Svařovaná konstrukce s křížovým žebrováním ve čtyřech polích



obr. 10-11: Varianta E - kombinace svařované konstrukce s Jäklem

Varianta	natočení ramene α [°]	deformace v místě polohovací osy 2 [mm]	Hmotnost [kg]	poměr hmotnosti k deformaci [kg/mm]	Tuhost [kN/mm]
Varianta A	$\alpha=0^\circ$	1,373	1 103	803	11,6
	$\alpha=90^\circ$	0,857		1287	23,5
Varianta B	$\alpha=0^\circ$	1,5	895	597	9,6
	$\alpha=90^\circ$	1,457		614	11,5
Varianta C	$\alpha=0^\circ$	0,9164	874	954	15,8
	$\alpha=90^\circ$	1,513		578	11,3
Varianta D	$\alpha=0^\circ$	1,026	852	830	15,9
	$\alpha=90^\circ$	1,98		430	8,8
Varianta E	$\alpha=0^\circ$	0,83	909	1095	14,9
	$\alpha=90^\circ$	1,486		612	11

tab. 10-3: Výsledky MKP analýzy pro jednotlivé varianty

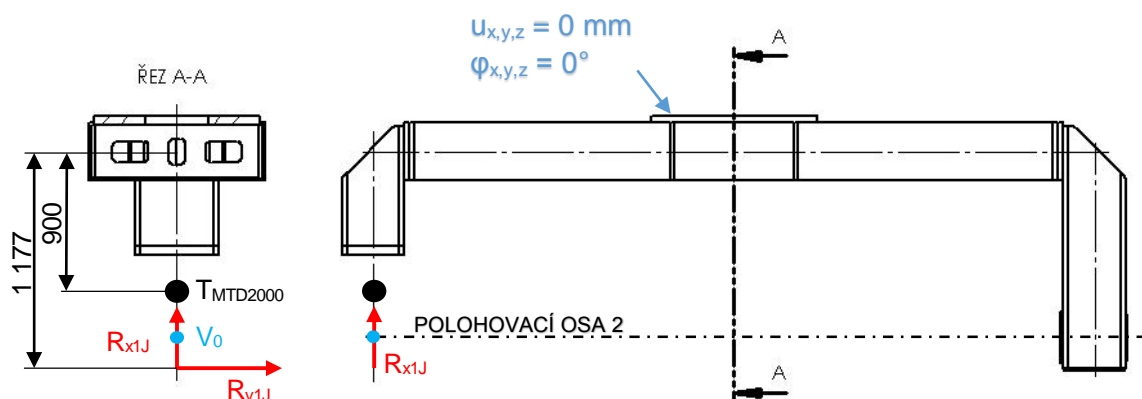
10.3.6 Volba vhodné konstrukce ramene

Po konzultaci se zadavatelem a provedení výpočtů se jeví, jako vhodná volba varianta E. Toto řešení se vyznačuje dobrou tuhostí a menšími náklady na výrobu s ohledem na použití hutního profilu pro rameno o délce R_R .

10.3.7 Statická analýza zatížení ramene – Varianta E

Statická analýza zatížení ramene je řešena ve dvou směrech natočení ramene, a to při natočení o úhel $\alpha=0^\circ$ a $\alpha=90^\circ$ pomocí programu ANSYS verze 15.0. Rameno bylo v obou případech pevně uloženo v místě příruby MTD5000 (obr. 10-6), kde je rameno připojeno k polohovací jednotce MTD5000. V místě uložení jsou posuvy a natočení ve všech směrech nulové.

Při natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$ je rameno zatíženo silami od svařence a hmotností od jednotky MTD2000 (obr. 10-3). Schéma zatížení je znázorněno na obr. 10-12. Ze symetrie a největšího zatížení ramene v části umístění jednotky MTD2000 je uvažováno řešení pouze této poloviny ramene. Tabulka (tab. 10-4) obsahuje velikosti zatěžujících sil, hmotnost jednotky MTD2000, počet elementů a uzlů pro MKP analýzu, výslednou deformaci a její složky v místě polohovací osy 2 (bod V_0 na obr. 10-12) a maximální napětí na rameni při tomto zatížení. Pro MKP analýzu byl zvolen typ elementu *tetrahedrons* o velikosti elementu 25 mm.

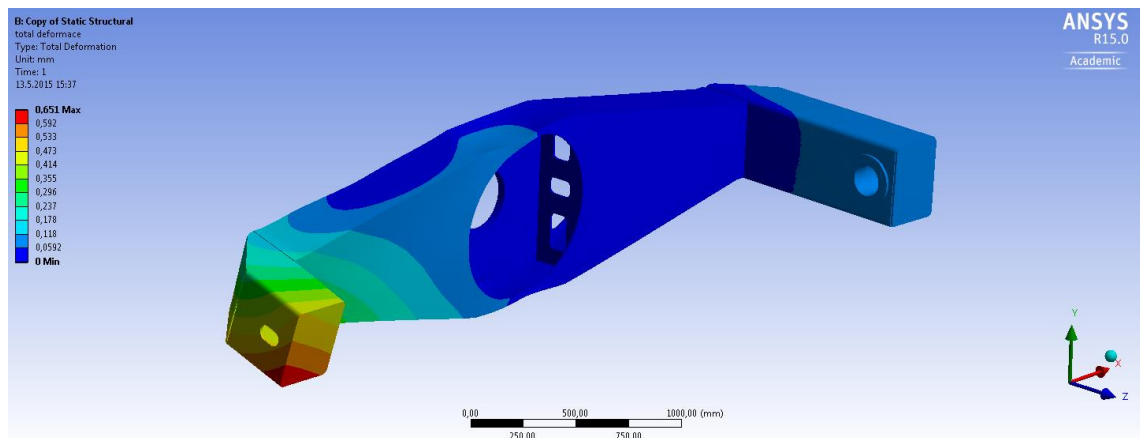


obr. 10-12: Schéma zatížení ramene pro MKP model při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$

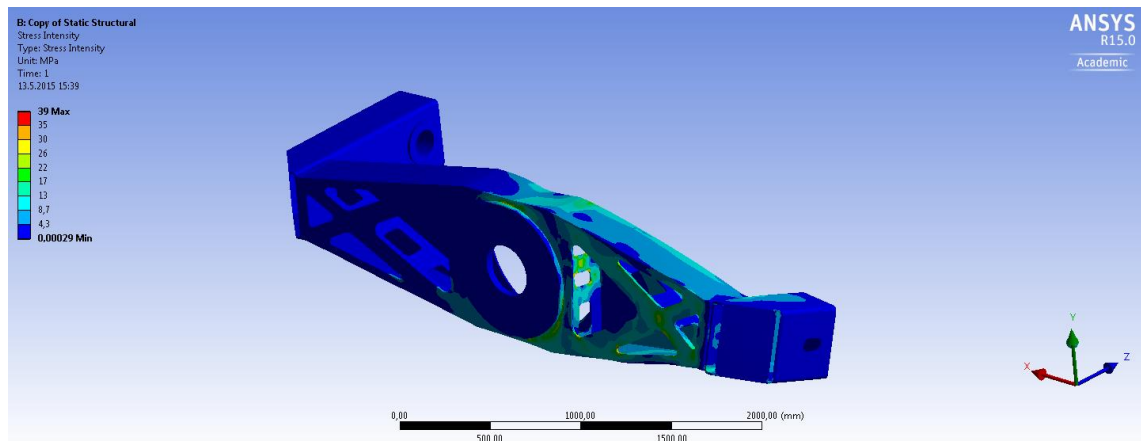
Název	Označení	Velikost	Jednotka
Zatěžující síla	R_{x1J}	3 238	N
	R_{y1J}	8 014	N
Hmotnost jednotky MTD2000	$m_{MTD2000}$	340	kg
Počet elementů		108 225	
Počet uzlů		209 284	
Celková deformace v místě polohovací osy 2	v_0	0,817	mm
Deformace ve směru osy x v místě PO2	v_{x0}	-0,211	mm
Deformace ve směru osy y v místě PO2	v_{y0}	-0,735	mm
Deformace ve směru osy z v místě PO2	v_{z0}	-0,289	mm
Maximální napětí	σ_{max}	39	MPa

tab. 10-4: Souhrn zatížení a výsledků při řešení ramene pomocí MKP při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$

Na obr. 10-13 je znázorněna celková deformace ramene při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$ a daném zatížení. Celková deformace v místě polohovací osy (bod V_0) je $v_0 = 0,817 \text{ mm}$. Rameno v tomto případě vyhovuje požadavkům na dovolenou deformaci ramene v místě polohovací osy 2, která činí $v_D = 2 \text{ mm}$. Na obr. 10-14 je znázorněna velikost napětí v rameni. Vzhledem k použití materiálu S355J2H s dovoleným napětím $\sigma_{DIII} = 136 \text{ MPa}$ rameno vyhovuje s bezpečností $k_0 = 3,5$.

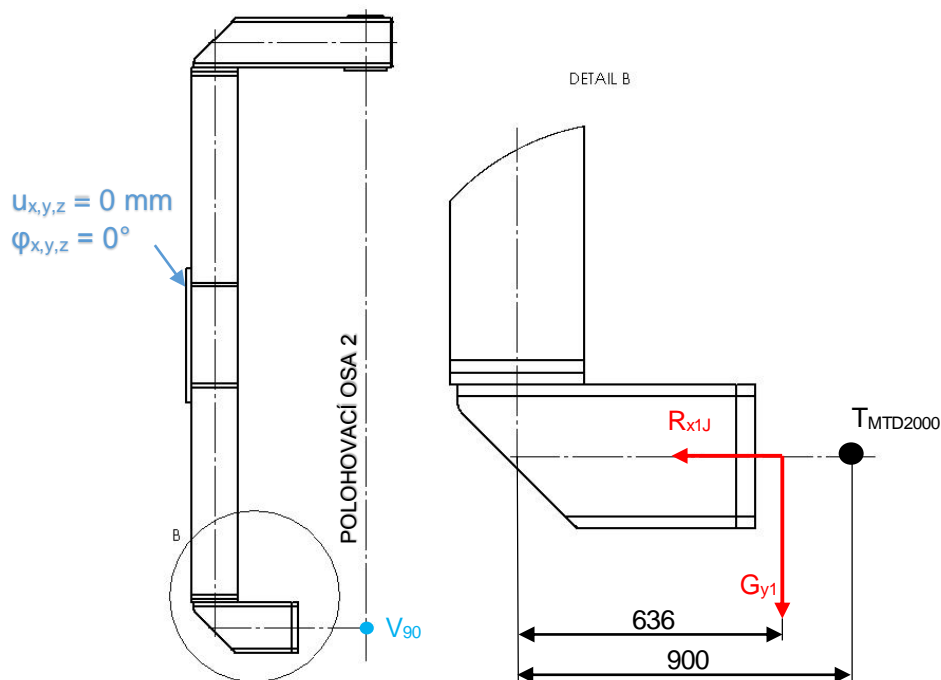


obr. 10-13: Celková deformace ramene při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$



obr. 10-14: Napětí v rameni při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$

Při natočení ramene o úhel $\alpha=90^\circ$ je rameno zatíženo silami od svařence a hmotností od jednotky MTD2000 (obr. 10-5). Schéma zatížení je znázorněno na obr. 10-15. Ze symetrie a největšího zatížení ramene v části umístění jednotky MTD2000 je uvažováno řešení pouze této poloviny ramene. Tabulka (tab. 10-5) obsahuje velikosti zatěžujících sil, hmotnost jednotky MTD2000, počet elementů a uzlů pro MKP analýzu, výslednou deformaci a její složky v místě polohovací osy 2 (bod V_{90} na obr. 10-15) a maximální napětí na rameni při tomto zatížení. Pro MKP analýzu byl zvolen typ elementu *tetrahedrons* o velikosti elementu 25 mm.

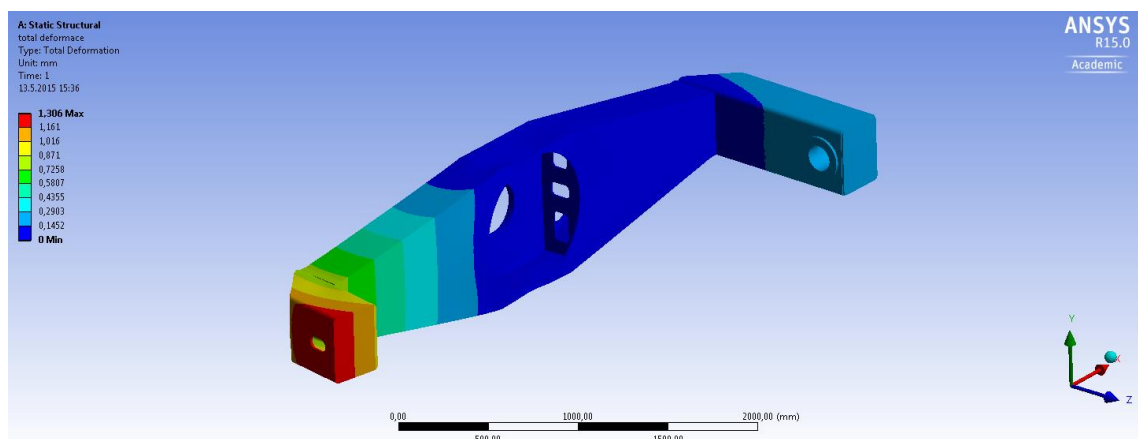


obr. 10-15: Schéma zatížení ramene pro MKP model při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$

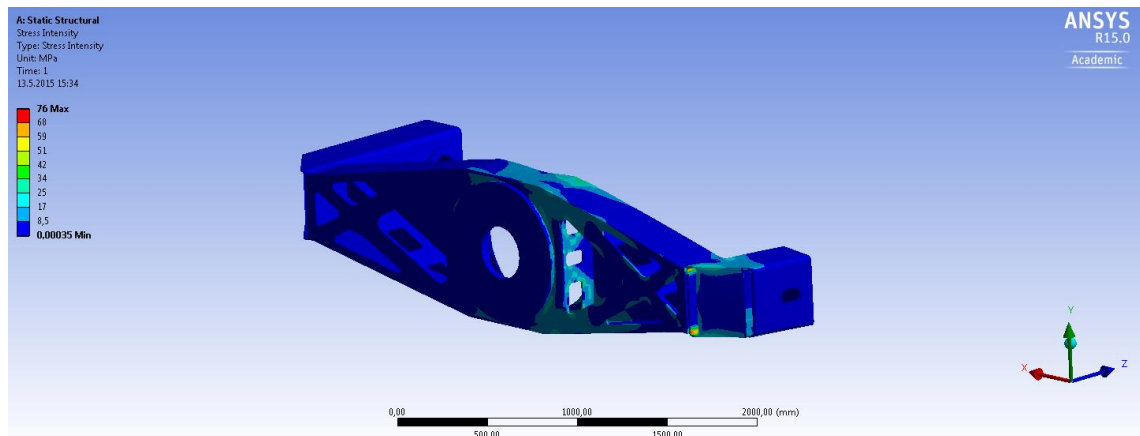
Název	Označení	Velikost	Jednotka
Zatěžující síla	R_{x1J}	3 238	N
	G_{y1}	13 644	N
Hmotnost jednotky MTD2000	$m_{MTD2000}$	340	kg
Počet elementů		108 225	
Počet uzlů		209 284	
Celková deformace v bodě V_{90}	v_{90}	1,506	mm
Deformace ve směru osy x v bodě V_{90}	v_{x90}	-1,158	mm
Deformace ve směru osy y v bodě V_{90}	v_{y90}	0	mm
Deformace ve směru osy z v bodě V_{90}	v_{z90}	-0,960	mm
Maximální napětí	σ_{max90}	76	MPa

tab. 10-5: Souhrn zatížení a výsledků při řešení ramene pomocí MKP při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$

Na obr. 10-16 je znázorněna celková deformace ramene při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$ a daném zatížení. Celková deformace v místě polohovací osy 2 (bod V_{90}) je $v_0 = 1,506 \text{ mm}$. Rameno v tomto případě vyhovuje požadavkům na dovolenou deformaci ramene v místě polohovací osy 2, která činí $v_D = 2 \text{ mm}$. Na obr. 10-17 je znázorněna velikost napětí v rameni. Maximální napětí $\sigma_{max90} = 76 \text{ MPa}$ je v místě zaoblení jáklu na části ramene o délce R_R v místě napojení na část ramene o délce L_R . Jelikož je možné použít pouze omezené množství elementů z důvodu výpočtu ve studentské verzi programu Ansys, může být tento výsledek v místě zaoblení zkreslen hrubým síťováním. Vzhledem k použití materiálu S355J2H s dovoleným napětím $\sigma_{DIII} = 136 \text{ MPa}$ rameno vyhovuje s bezpečností $k_0 = 1,8$.



obr. 10-16: Celková deformace ramene při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$

obr. 10-17: Napětí v rameni při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$

Rameno v obou případech natočení vyhovuje jak z deformačního, tak i pevnostního hlediska.

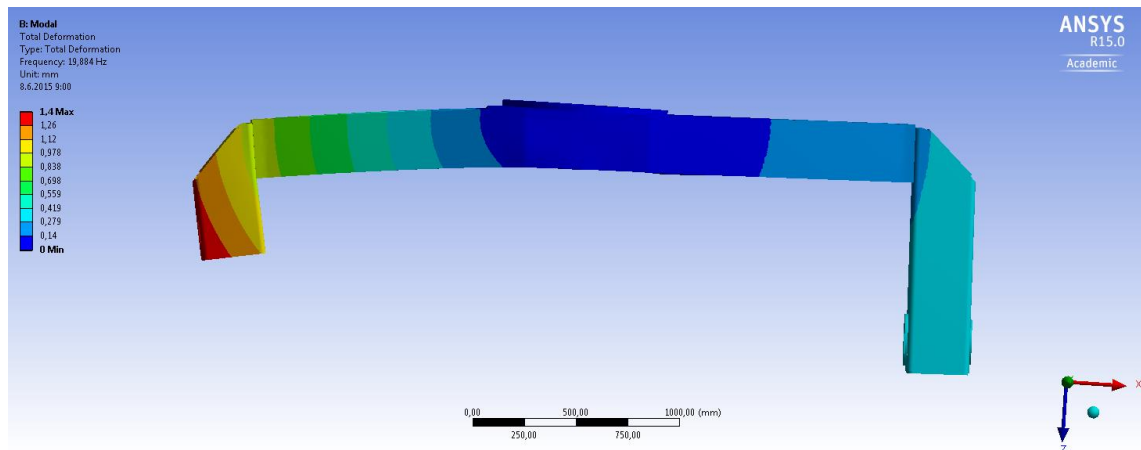
10.3.8 Modální analýza vhodné konstrukce – Varianta E

V praxi je pro zjištění dynamického chování konstrukce mnoho nástrojů. Jedním z nejrychlejších a nejjednodušších je modální analýza, která poskytne informace o vlastních frekvencích a tvarech kmitání. Pomocí modální analýzy je možné zjistit „slabá“ místa konstrukce, což jsou místa s nízkou tuhostí, a provést potřebné úpravy ke zvýšení tuhosti konstrukce. Modální analýza poskytuje informaci o vlastních frekvencích konstrukce, kterým se při provozu snažíme vyhnout z důvodu rezonance, při které může dojít k poškození až zničení konstrukce. Na obr. 10-18 až obr. 10-23 je znázorněno prvních šest vlastních tvarů kmitání. V tab. 10-6 je prvních 6 vlastních frekvencí kmitání konstrukce ramene.

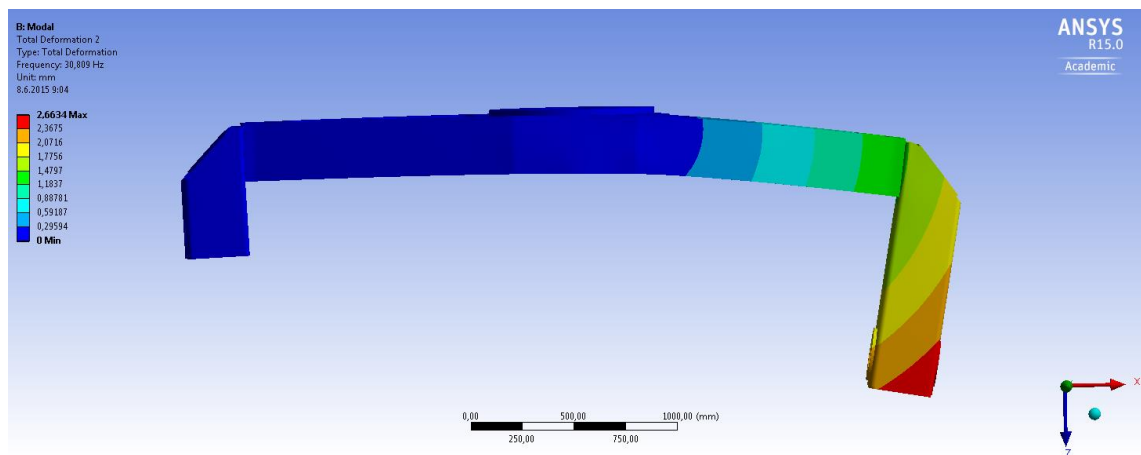
Pro analýzu byl použit software Ansys verze 15.0. Pro výpočet byl použit element typu *tetrahedrons* o velikosti elementu 25 mm. Počet elementů konstrukce je 108 225 a počet uzlů je 209 284. Konstrukce byla pevně uložena v místě příruby MTD5000 stejně jako při statické analýze.

Název	Označení	Velikost	Jednotka
První vlastní frekvence	f_1	19,884	Hz
Druhá vlastní frekvence	f_2	30,809	Hz
Třetí vlastní frekvence	f_3	35,253	Hz
Čtvrtá vlastní frekvence	f_4	52,269	Hz
Pátá vlastní frekvence	f_5	57,058	Hz
Šestá vlastní frekvence	f_6	81,706	Hz

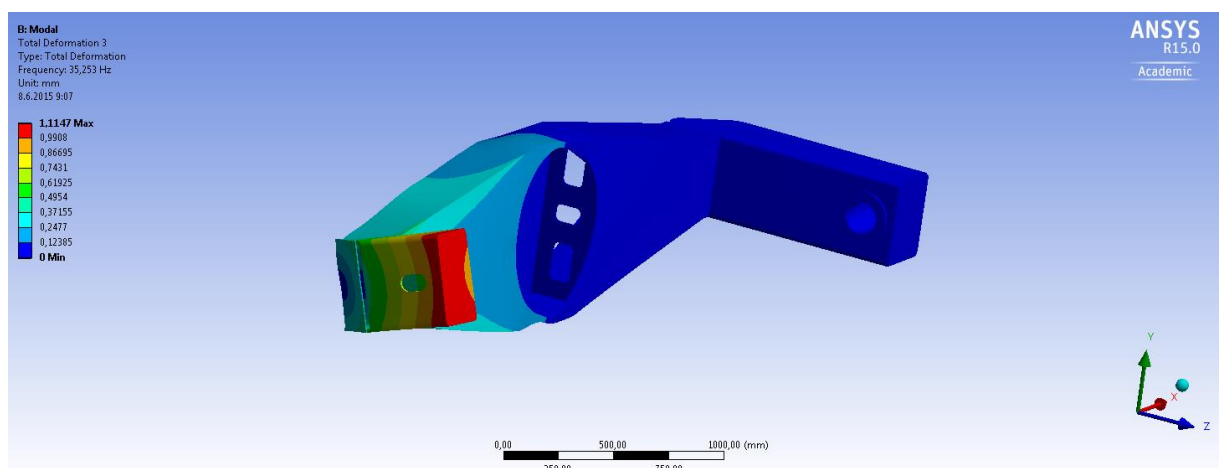
tab. 10-6: Vlastní frekvence konstrukce ramene zjištěné modální analýzou



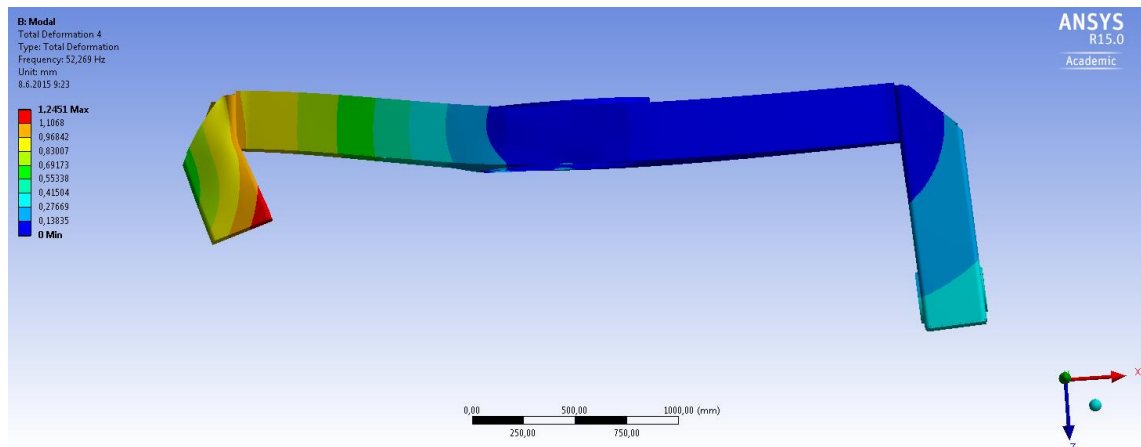
obr. 10-18: První vlastní tvar kmitání při frekvenci 19,884 Hz



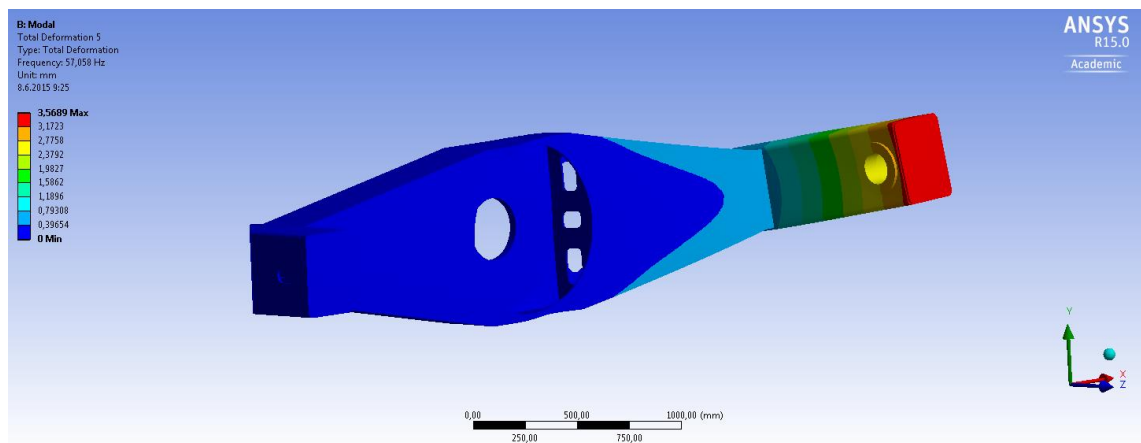
obr. 10-19: Druhý vlastní tvar kmitání při frekvenci 30,809 Hz



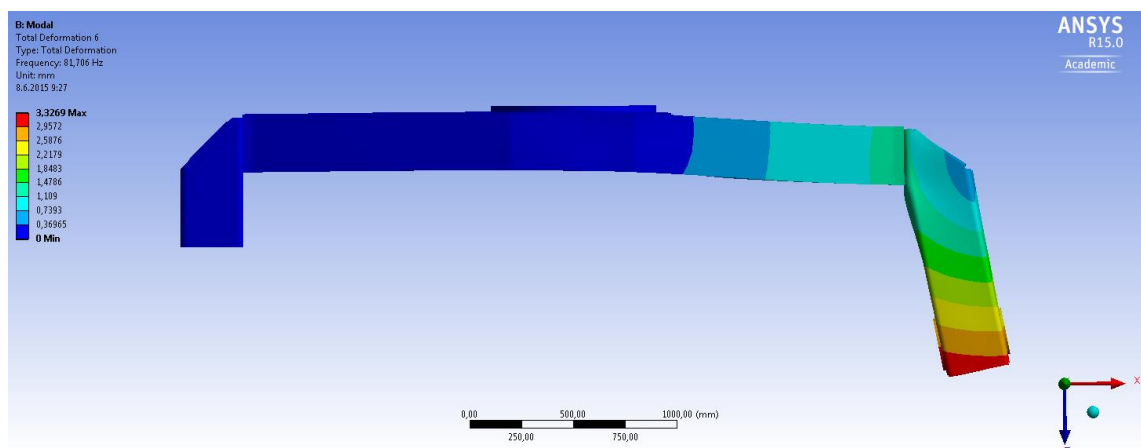
obr. 10-20: Třetí vlastní tvar kmitání při frekvenci 35,253 Hz



obr. 10-21: Čtvrtý vlastní tvar kmitání při frekvenci 52,269 Hz



obr. 10-22: Pátý vlastní tvar kmitání při frekvenci 57,058 Hz

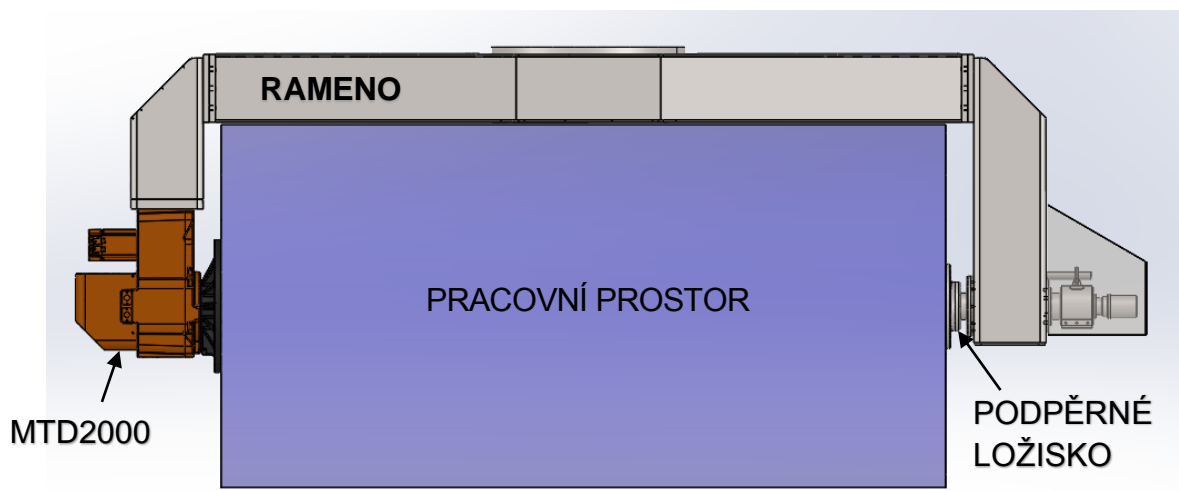


obr. 10-23: Šestý vlastní tvar kmitání při frekvenci 81,706 Hz

V této části byla provedena modální analýza konstrukce ramene. Vlastní frekvence se pohybují přibližně od 20 Hz až do 82 Hz pro prvních šest vlastních tvarů kmitání. Modální analýza ukázala na méně tuhá místa konstrukce, jako jsou části ramene o délce R_R a místa blízko spoje ramene o délce R_R a L_R .

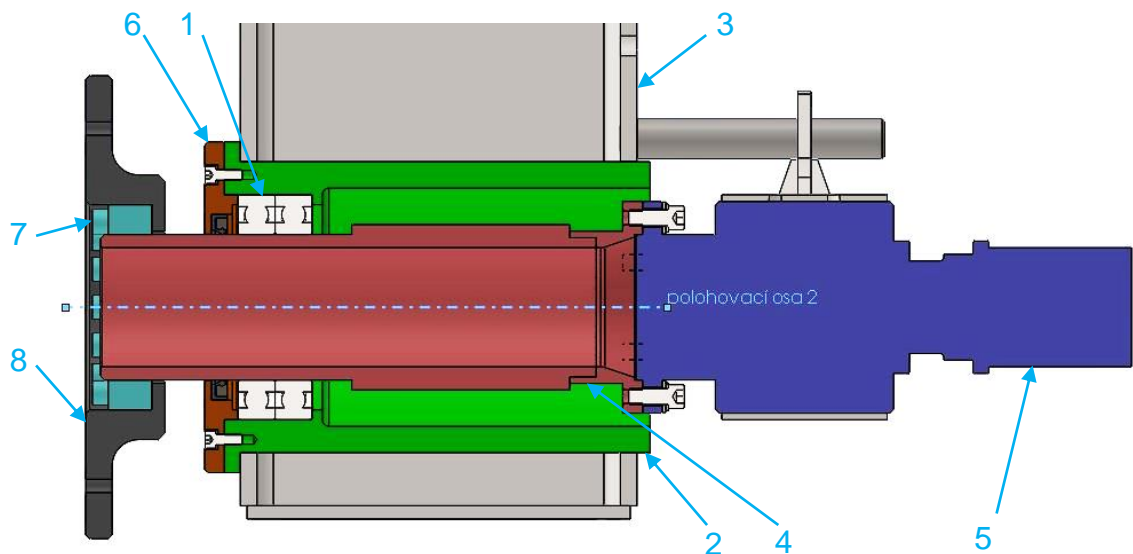
10.4 Návrh a kontrola podpěrného ložiska na rameni

Při svařování na tomto typu polohovadla je svařovací přípravek se svařencem upnut mezi přírubu MTD jednotky a přírubu podpěrného ložiska. Na *obr. 10-24* je pohled na půdorys osazeného ramene všemi potřebnými komponenty. Firma ABB vyrábí řadu podpěrných ložisek, které ale nemají v ose hřídele příruby rotační průchod pro hadice tekutinových médií a elektrických kabelů k přípravku. Z tohoto důvodu je potřeba navrhnout podpěrné ložisko s dutou hřídelí, která je uzpůsobena pro připojení rotačního průchodu.



obr. 10-24: Půdorys kompletně osazeného ramene

Podpěrné ložisko (*obr. 10-25*) je tvořeno dvojicí kuličkových ložisek (1) umístěných v tělese (2), které je navařeno do ramene (3) o délce R_R a po zavaření obrobeno. Součástí hřídele (4) je navařená příruba pro připevnění rotačního průchodu (5). Ložiska jsou kryta ze strany přípravku víkem s hřídelovým těsnícím kroužkem (6). Na hřídel je pomocí svěrného upínacího pouzdra (7) upevněna příruba (8). K přírubě je pomocí kolíků ustaven a pomocí šroubů připevněn svařovací přípravek.



obr. 10-25: Řez podpěrným ložiskem

Ložiska jsou nejvíce zatížena při natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$. Zatěžující síly jsou pouze v radiálním směru, jelikož veškeré axiální zatížení přenáší MTD jednotka. Z důvodu teplotní dilatace přípravku je potřeba uložit hřídel tak, aby umožňovala pohyb v axiálním směru ± 30 mm. Tato hodnota vychází ze zkušenosti firmy ABB při řešení podpěrných ložisek. Ložiska jsou zatížena dvojicí sil R_{x1J} a R_{y1J} , které jsou složeny do výsledné radiální síly $R_{lož}$. Tato síla odpovídá ekvivalentnímu statickému zatížení ložiska P_0 (10.28).

$$P_0 = R_{lož} = \sqrt{R_{x1J}^2 + R_{y1J}^2} = \sqrt{3\,238^2 + 8\,014^2} = 8\,643 \text{ N} \quad (10.28)$$

Pro výpočet ložisek není uvažováno dynamického chování z důvodu pomalých kývavých pohybů pod zatížením, naklápění při zatížení a nízkých provozních otáček, které jsou pouze krátkodobé. Z těchto důvodů je pro ložiska provedena pouze statická kontrola. Z požadavků na rozměry hřídele jsou zvolena ložiska s označením 6022. Pro tato ložiska je statická únosnost $C_0 = 73,5 \text{ kN}$. Ze znalosti ekvivalentního zatížení a statické únosnosti je možné stanovit statickou bezpečnost pro ložiska s_0 (10.29). [31]

$$s_0 = \frac{2 \cdot C_0}{P_0} = \frac{2 \cdot 73\,500}{8\,643} = 17 > 0,5 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (10.29)$$

Ložiska vyhovují požadavkům na maximální zatížení podpěrného ložiska přípravku se svařencem.

10.5 Kontrola pohonné jednotky polohovací osy 1

Polohovací osa je oproti návrhu zatížena více. Důvod vyššího zatížení pohonu vyplývá z chybného odhadu hmotnosti ramene. Hmotnost pohyblivých částí (rameno, MTD2000, svařenec, atd.) na polohovací ose 1 je $m_{1skut} = 2\,950\text{ kg}$. Pomocí programu SolidWorks byl stanoven moment setrvačnosti $J_{1skut} = 4\,156\text{ kg} \cdot \text{m}^2$ k polohovací ose 1.

Úhlová rychlost ω_1 se nezmění, je $0,83\text{ s}^{-1}$. Z nově stanoveného momentu setrvačnosti a úhlové rychlosti se stanoví moment hybnosti L_1 (10.30). Přepočtený rozběhový moment M_{r1} (10.31) a moment pro nouzové zastavení M_{nz1} (10.32) se stanoví z nově vypočteného momentu hybnosti, původních časů pro rozběh/zastavení a času pro nouzové zastavení.

$$L_1 = J_{1skut} \cdot \omega_1 = 4\,156 \cdot 0,83 = 3\,436\text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.30)$$

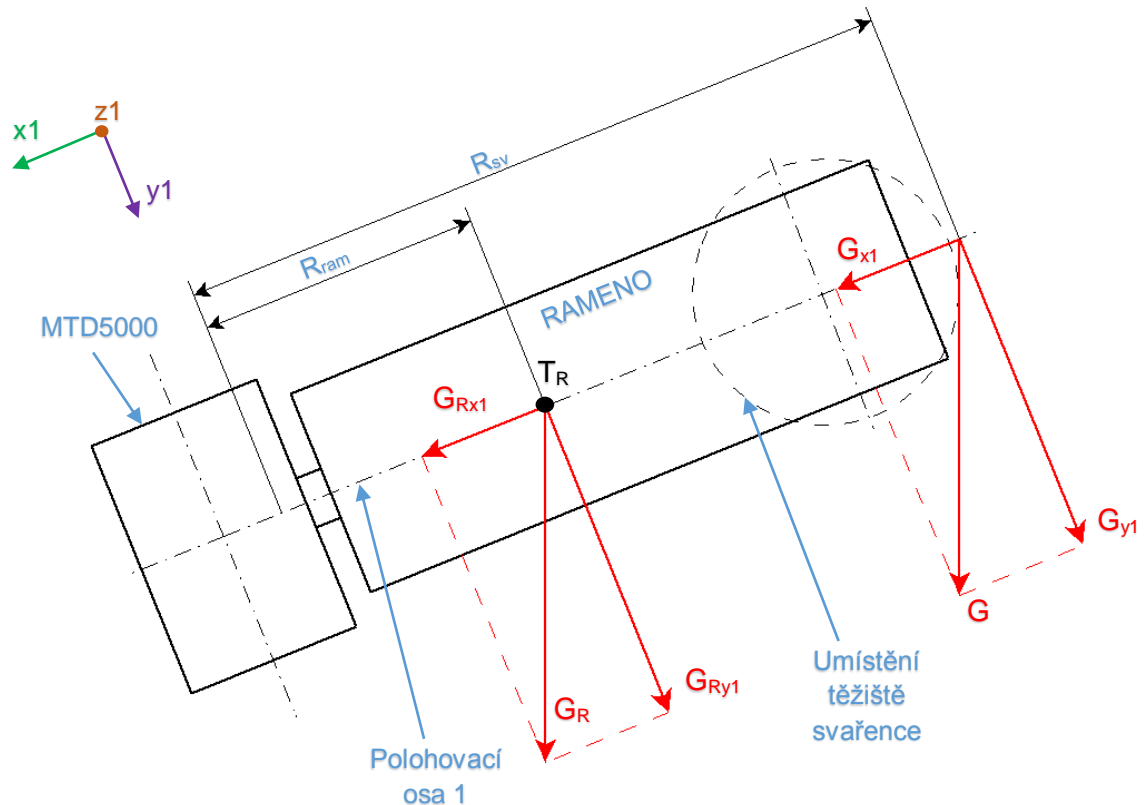
$$M_{r1} = \frac{L_1}{t_{r1}} = \frac{3\,436}{1,2} = 2\,863\text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.31)$$

$$M_{nz1} = \frac{L_1}{t_{nz1}} = \frac{3\,436}{0,9} = 3\,818\text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.32)$$

Jednotka MTD5000 splňuje svými parametry momentové požadavky na polohovací osu 1. Hodnota konstantního momentu je v katalogu výrobce stanovena na $9\,500\text{ N} \cdot \text{m}$, pro režim rozběhu/zastavení je moment $11\,400\text{ N} \cdot \text{m}$. Pro tento režim je životnost pohonu stanovena na $1\text{E}6$ cyklů. Režim polohování slouží k rychlému najetí do požadované pozice. Tento režim je potřebný v mnohem menší míře, než samotné technologické polohování svařencem proti technologické hlavici, které využívá pouze malé rychlosti a nejsou zde takové požadavky na dynamiku procesu, jako při polohování mimo proces svařování. Maximální zatížení jednotky kroutícím momentem je $30\,000\text{ N} \cdot \text{m}$ s předpokládanou životností $1\,000$ cyklů. [30]

Jednotka je zatížena nejen kroutícím momentem, ale také radiální, axiální silou a klopným momentem. Toto silové zatížení je způsobeno hmotností svařence s příprvkem a celkovou hmotností ramene. Pro všechny případy zatížení je provedena kontrola únosnosti jednotky. Zatížení pohonu je znázorněno na *obr. 10-26*. Pohonná jednotka je zatížena silou G od hmotnosti svařence působící v nejméně vhodném místě umístění jeho těžiště a silou od hmotnosti ramene G_R působící v těžišti ramene T_R . Obě tyto

síly jsou rozloženy do radiálního (osa y_1) a axiálního (osa x_1) směru. Hmotnost ramene bez přípravku se svařencem je $m_{ram} = 1\,450\text{ kg}$. Ze znalosti hmotnosti ramene můžeme stanovit sílu G_R (10.33) a její složky v radiálním G_{Ry1} (10.35) a axiálním G_{Rx1} (10.34) směru.



obr. 10-26: Zatížení jednotky MTD5000 polohovací osy 1

$$G_R = m_{ram} \cdot g = 1\,450 \cdot 9,81 = 14\,225\text{ N} \quad (10.33)$$

$$G_{Rx1} = G_R \cdot \sin(\psi) = 14\,225 \cdot \sin(22^\circ) = 5\,329\text{ N} \quad (10.34)$$

$$G_{Ry1} = G_R \cdot \cos(\psi) = 14\,225 \cdot \cos(22^\circ) = 13\,189\text{ N} \quad (10.35)$$

Celkové zatížení jednotky polohovací osy 1 v axiálním směru F_{A1} (10.36) a radiálním směru F_{R1} (10.37) je způsobeno součtem sil od hmotnosti svařence a ramene. Dále je pohonná jednotka zatížena klopným momentem M_{o1} (10.38) od síly G_{Ry1} působící na rameni $R_{ram} = 760\text{ mm}$ a síly G_{y1} působící na rameni $R_{sv} = 1\,580\text{ mm}$.

$$F_{A1} = G_{x1} + G_{Rx1} = 5\,512 + 5\,329 = 10\,841\text{ N} \quad (10.36)$$

$$F_{R1} = G_{y1} + G_{Ry1} = 13\,644 + 13\,189 = 26\,832\text{ N} \quad (10.37)$$

$$M_{o1} = G_{Ry1} \cdot R_{ram} + G_{y1} \cdot R_{sv} = 13\,189 \cdot 760 + 5\,329 \cdot 1\,580 =$$

$$= 31\,580\,179 \text{ N} \cdot \text{mm} = 31\,580 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.38)$$

Dovolená hodnota zatížení jednotky MTD5000 v radiálním směru je ± 60 kN, axiálním směru ± 75 kN a dovoleného klopného momentu $\pm 80\,000$ N·m. Jednotka ve všech ohledech vyhovuje a splňuje požadavky na zatížení od svařence a ramene.

10.6 Návrh a kontrola pohonu centrální osy

V této kapitole je proveden návrh a kontrola jednotlivých částí centrální osy jako je servomotor, převodovka a radiálně-axiální ložisko. Dále je zde provedena kontrola ozubení na pastorku a věnci ložiska.

10.6.1 Požadavek na kroutící moment na centrální ose

V *tab. 10-7* jsou potřebné parametry pro výpočet požadovaného kroutícího momentu na centrální ose jako jsou momenty setrvačnosti, hmotnost stolu a kinematické podmínky.

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Hmotnost stolu	m_c	8050	kg
Moment setrvačnosti stolu k centrální ose otáčení	J_c	19829	kg·m ²
Doba otočení stolu o 180°	t_{180°	8	s
Doba potřebná pro rozběh	t_r	1	s
Doba potřebná pro zastavení	t_z	1	s
Doba pro nouzové zastavení	t_{nz}	0,9	s
Konstantní otáčky stolu	n_c	5	min ⁻¹
Konstantní úhlová rychlost	ω_c	0,524	sec ⁻¹

tab. 10-7: Parametry pro návrh komponent pohonu centrální osy

Hmotnost stolu a moment setrvačnosti k centrální ose otáčení byl stanoven pomocí softwaru SolidWorks 2013 z kompletního modelu stolu, který se otáčí kolem centrální osy. Čas pro otočení o 180°, rozběh/zastavení, nouzové zastavení, konstantní otáčky a úhlová rychlost jsou stejné jako v návrhu. Ze skutečného momentu setrvačnosti a konstantní úhlové rychlosti se určí skutečný moment hybnosti L_c (10.39). Přepočtený rozběhový moment M_r (10.40) a moment pro nouzové zastavení M_{nz} (10.41) se stanoví z nově stanoveného momentu hybnosti, časů pro rozběh/zastavení a času pro nouzové zastavení.

$$L_C = J_C \cdot \omega_C = 19\,829 \cdot 0,524 = 10\,382 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.39)$$

$$M_r = \frac{L_C}{t_r} = \frac{10\,382}{1} = 10\,382 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.40)$$

$$M_{nz} = \frac{L_C}{t_{nz}} = \frac{10\,382}{0,9} = 11\,536 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.41)$$

10.6.2 Výpočet převodových poměrů a volba základních komponentů pohonu centrální osy

Při výpočtu převodových poměrů se vychází z konstantních otáček stolu polohovadla, které jsou $n_c = 5 \text{ min}^{-1}$. Z rozměrových důvodů je předběžně zvoleno radiálně-axiální ložisko se zkříženými osami válečků, jehož součástí je věnec s vnitřním ozubením od firmy Rollix, je označeno 07-0885-01-ZZ00-A [35]. Základní parametry ozubeného věnce ložiska jsou uvedeny v *tab. 10-8*.

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Modul ozubení	m	8	mm
Počet zubů věnce	z_2	100	
Průměr roztečné kružnice	d_2	800	mm

tab. 10-8: Parametry ozubeného věnce ložiska Rollix 07-0885-01

Servomotor pohánějící centrální osu je od firmy ABB s označením MU400. Maximální krouticí moment tohoto motoru je $50 \text{ N} \cdot \text{m}$ a maximální otáčky $5\,000 \text{ min}^{-1}$. Pro návrh převodového poměru jsou zvoleny otáčky motoru $2\,000 \text{ min}^{-1}$, kterým z momentové charakteristiky odpovídá krouticí moment $50 \text{ N} \cdot \text{m}$ [22 str. 24]. Ze znalosti momentového zatížení a momentu motoru je možné stanovit návrhový silový převodový poměr i_M (10.42), z potřebných otáček věnce a motoru se určí návrhový rychlostní převodový poměr i_n (10.43).

$$i_M = \frac{M_{nz}}{M_M} = \frac{11\,536}{50} = 277 \quad (10.42)$$

$$i_n = \frac{n_M}{n_c} = \frac{2\,000}{5} = 400 \quad (10.43)$$

Z důvodu zástavbového prostoru a přenosu kroutícího momentu z převodovky na pastorek je zvolen počet zubů pastorku $z_1 = 27$ zubů. Z modulu ozubení a počtu zubů na pastorku se stanoví roztečný průměr ozubení na pastorku d_1 (10.44). Převodový poměr mezi pastorkem a ozubeným věncem ložiska je i_{pv} (10.45). Pro stanovení potřebného převodového poměru převodovky i_{cp} (10.46) se vychází z návrhového rychlostního převodového poměru a převodu mezi pastorkem a ozubeným věncem ložiska.

$$d_1 = m \cdot z_1 = 8 \cdot 27 = 216 \text{ mm} \quad (10.44)$$

$$i_{pv} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{27} = 3,7 \quad (10.45)$$

$$i_{cp} = \frac{i_n}{i_{pv}} = \frac{400}{3,704} = 108 \quad (10.46)$$

Je zvolena převodovka s vyšším převodovým poměrem od firmy Nabtesco s označením RDS-200C-206-B5-CF-2E, jejíž převodový poměr je $i_{cp} = 206$ [33]. Z navržených převodových poměrů lze stanovit celkový převodový poměr na centrální ose i_c (10.47). Z celkového převodového poměru se stanoví skutečné otáčky na servomotoru n_{Ms} (10.48).

$$i_c = i_{pv} \cdot i_{cp} = 3,7 \cdot 206 = 763 \quad (10.47)$$

$$n_{Ms} = n_c \cdot i_c = 5 \cdot 763 = 3\,815 \text{ min}^{-1} \quad (10.48)$$

Ze skutečných otáček motoru a momentové charakteristiky motoru je stanoven skutečný kroutící moment motoru $M_{Ms} = 45 \text{ N} \cdot \text{m}$ [22 str. 24]. Znalost celkového převodového poměru a maximálního výstupního momentu na motoru umožňuje stanovit maximální kroutící moment na věnci otočného stolu M_{Cmax} (10.49).

$$M_{Cmax} = M_{Ms} \cdot i_c \cdot \eta_{pv} \cdot \eta_{cp} = 45 \cdot 763 \cdot 0,98 \cdot 0,8 = 26\,917 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.49)$$

Kde:

- η_{pv}účinnost převodu s ozubenými koly
- η_{cp}účinnost cykloidní převodovky



10.6.3 Kontrola pohonu dle ABB

Ze zkušeností zadavatele se provádí jednoduchá kontrola správné volby převodového poměru v kombinaci s použitým servomotorem. Ve výpočtu se vychází z momentu setrvačnosti systému redukovaného na hřídel elektromotoru J_{Cred} . Tento moment setrvačnosti je v poměru k druhé mocnině celkového převodového poměru i_C . Výsledkem je hodnota X (10.50). Poměr hodnoty X vzhledem k momentu setrvačnosti zvoleného servomotoru J_M musí být menší než 10. Kontrolu znázorňuje vztah (10.51). Pokud daný systém vyhovuje tomuto požadavku, je ze zkušenosti patrné, že ho lze použít pro danou aplikaci.

$$X = \frac{J_{Cred}}{i_C^2} = \frac{20\,172}{763^2} = 0,034\,7 \quad (10.50)$$

$$\frac{X}{J_M} = \frac{0,034\,7}{49,3 \cdot 10^{-4}} = 7 < 10 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (10.51)$$

Jelikož poměr hodnoty X vzhledem k momentu setrvačnosti motoru je menší než 10, lze použít pohon pro centrální osu řešeného polohovadla.

10.6.4 Kontrola radiálně-axiálního ložiska se zkříženými osami válečků

Zvolené ložisko od firmy Rollix s označením 07-0885-01-ZZ00-A (*Příloha 1*) je zatíženo radiální a axiální složkou síly od hmotnosti stolu polohovadla, a také klopným momentem při maximálním nevyvážení přípravků, které činí 1 500 kg. Na *obr. 10-27* je rozložení sil na stole pro výpočet únosnosti ložiska. [35]

Zatížení od hmotnosti stolu $m_S = 8\,050\,kg$ reprezentuje síla G_S (10.52), která je rozložena do radiální G_{SR} (10.53) a axiální G_{SA} (10.54) složky.

$$G_S = m_C \cdot g = 8\,050 \cdot 9,81 = 78\,971\,N \quad (10.52)$$

$$G_{SR} = G_S \cdot \sin(\psi) = 78\,971 \cdot \sin(22^\circ) = 29\,583\,N \quad (10.53)$$

$$G_{SA} = G_S \cdot \cos(\psi) = 78\,971 \cdot \cos(22^\circ) = 73\,220\,N \quad (10.54)$$

Hmotnost nevyvážení (zatížení svařencem pouze na jedné straně polohovadla) $m_N = 1\,500\,kg$ je vyjádřena silou G_N (10.55), která má složky G_{NR} (10.56) v radiálním

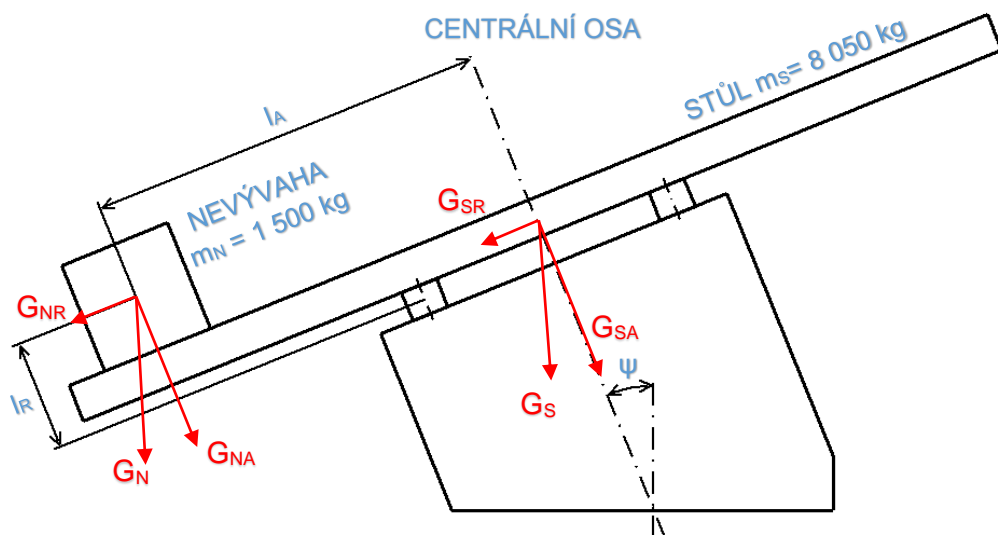
a G_{NA} (10.57) v axiálním směru. Silové účinky od nevyvážení způsobují klopný moment M_T (10.58) působící na ložisko. Síla v radiálním směru od nevyvážení působí na rameni $l_R = 640 \text{ mm}$ a síla v axiálním směru působí na rameni $l_A = 1\,680 \text{ mm}$.

$$G_N = m_N \cdot g = 1\,500 \cdot 9,81 = 14\,715 \text{ N} \quad (10.55)$$

$$G_{NR} = G_N \cdot \sin(\psi) = 14\,715 \cdot \sin(22^\circ) = 5\,512 \text{ N} \quad (10.56)$$

$$G_{NA} = G_N \cdot \cos(\psi) = 14\,715 \cdot \cos(22^\circ) = 13\,644 \text{ N} \quad (10.57)$$

$$\begin{aligned} M_T &= G_{NR} \cdot l_R + G_{NA} \cdot l_A = 5\,512 \cdot 640 + 13\,644 \cdot 1\,680 = \\ &= 26\,498\,993 \text{ N} \cdot \text{mm} = 26\,499 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (10.58)$$



obr. 10-27: Rozložení sil pro kontrolu radiálně - axiálního ložiska

Ze znalosti zatížení se stanoví ekvivalentní zatížení ložiska F_{eq} (10.59), které je stanoveno z radiální a axiální síly a faktoru K_R . Tento faktor je stanoven z poměru sil

$$\frac{G_{SR}}{G_{SA}} = 0,4 \rightarrow K_R = 1,5.$$

$$F_{eq} = G_{SA} + K_R \cdot G_{SR} = 73,22 + 1,5 \cdot 29,6 = 117,6 \text{ kN} \quad (10.59)$$

Z ekvivalentního zatížení a klopného momentu lze vypočítat bod aplikace, který se zanesse do grafu [35 str. 103] limitní křivky pro daný typ ložiska. Aplikační bod má na ose x souřadnici P_x (10.60) a na ose y P_y (10.61). Z tohoto grafu vyplývá parametr servisní prohlídky K_T .



$$P_x = F_{eq} \cdot K_A \cdot K_U \cdot K_S = 117,6 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot 2 = 317,5 \text{ kN} \quad (10.60)$$

$$P_y = M_T \cdot K_A \cdot K_U \cdot K_S = 26,4 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot 2 = 71,4 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (10.61)$$

Kde:

- K_A faktor aplikace
- K_U faktor využití
- K_S faktor bezpečnosti

Z grafu [35 str. 39] je odečten faktor servisní prohlídky $K_T = 2,7$, kterému odpovídá hodnota servisního faktoru $D = 90\,000$. Následuje faktor rychlostní, který se stanoví z grafu [35 str. 39] závislosti rychlostního faktoru na otáčkách, jež mají hodnotu $n_c = 5 \text{ min}^{-1}$. Rychlostní faktor je $K_V = 0,2$. Ze znalosti rychlostního faktoru K_V a servisního faktoru D se stanoví otáčková životnost $D(n)$ (10.62).

$$D(n) = K_V \cdot D = 0,2 \cdot 90\,000 = 18\,000 \text{ otáček} \quad (10.62)$$

Vlivem pasivních odporů a dalších vlivů je nutné stanovit potřebný otočný akcelerační moment ložiska C_g (10.66). Pro výpočet je důležitá znalost dílčích momentů, jimiž jsou třecí moment nezatíženého ložiska $C_{rv} = 0,4 \text{ kN} \cdot \text{m}$, odpor vlivem zatížení C_{rc} (10.63), akcelerační moment C_a (10.64) a moment pro uvedení do provozu C_d (10.65).

$$C_{rc} = \left(\frac{15,3 \cdot M_T}{\phi m} + 3,75 \cdot G_{SA} + 8,19 \cdot G_{SR} \right) \cdot \phi m \cdot 10^{-3} = \quad (10.63)$$

$$= \left(\frac{15,3 \cdot 26,4}{0,885} + 3,75 \cdot 73,22 + 8,19 \cdot 29,6 \right) \cdot 0,885 \cdot 10^{-3} = 0,86 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Kde:

- ϕm roztečný průměr dráhy válečků ložiska

$$C_a = \frac{\pi \cdot n_c \cdot J_C}{30 \cdot t_r} \cdot 10^{-3} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 19\,829}{30 \cdot 1} \cdot 10^{-3} = 10,38 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (10.64)$$

$$C_d = C_{rv} + C_{rc} = 0,4 + 0,86 = 1,26 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (10.65)$$

$$C_g = C_{rv} + C_{rc} + C_a = 0,4 + 0,86 + 10,38 = 11,64 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (10.66)$$

Vzhledem k pasivním odporům ložiska je výsledný kroutící moment na věnci při rozběhu a zastavení $C_g = 11,64 \text{ kN} \cdot \text{m}$. Zvolené ložisko má otáčkovou životnost 18 000 pracovních otáček stolu. [35]

10.6.5 Kontrola ozubení pastorku a ozubeného věnce ložiska

Pro kontrolu ozubení pastorku a ozubeného věnce ložiska dle normy ISO 6336 byl použit software KISSsoft. V *tab. 10-9* jsou shrnuty parametry ozubení, zvolené materiály pro pastorek a věnec, bezpečnost na ohyb v patě zubu a bezpečnost v dotyku. Pro výpočet bylo uvažováno mazání tukem od výrobce Klüber lubrication s označením MICROLUBE GB 0, které je vhodné pro centralizované rozvodné systémy mazání, a také pro automatické mazací jednotky.

Název	pastorek		ozubený věnec ložiska		Jednotka
	Označení	Velikost	Označení	Velikost	
Modul ozubení	m	8	m	8	mm
Počet zubů	z_1	27	z_2	100	
Úhel záběru	α_o	20°	α_o	20°	°
Úhel sklonu zubů	β	0°	β	0°	°
Šířka ozubení	b_1	65	b_2	62	mm
Průměr roztečné kružnice	d_1	216	d_2	800	mm
Průměr hlavové kružnice	d_{a1}	232	d_{a2}	784	mm
Průměr patní kružnice	d_{f1}	198	d_{f2}	820	mm
Otáčky	n_1	18,5	n_2	5	min-1
Maximální kroutící moment	M_{kp}	7416	M_{Cmax}	26 917	Nm
Obvodová síla	F_o	68667	F_o	68667	N
Radiální síla	F_{rp}	24993	F_{rp}	24993	N
Normálová síla	F_{np}	73074	F_{np}	73074	N
Materiál ozubení	15CrNi6		XC45		
Způsob tepelného zpracování	cementováno a kaleno na 60HRC				
Bezpečnost v ohybu	S_{F1}	1,77	S_{F2}	1,62	
Bezpečnost v dotyku	S_{H1}	1,31	S_{H2}	1,19	

tab. 10-9: Kontrola ozubení pastorku a ozubeného věnce ložiska

Bezpečnost v patě zubu na pastorku i na věnci je větší, než dovolená hodnota $S_{FDov} = 1,4 \rightarrow$ ozubení vyhovuje v patě zubu. Bezpečnost v dotyku je také větší, než dovolená hodnota $S_{HDov} = 1,1 \rightarrow$ ozubení na pastorku a věnci vyhovuje.

10.6.6 Kontrola cykloidní převodovky

Zvolená převodovka je od firmy Nabtesco s označením RDS-200C-206-B5-CF-2E (Příloha 2) s převodovým poměrem $i_{cp} = 206$, maximální rychlostí otáčení $n_{cpmax} = 30 \text{ min}^{-1}$ a momentem při nouzovém zastavení $T_{es} = 9\,800 \text{ N} \cdot \text{m}$, který je také nejvyšším dovoleným momentem na převodovce. Při kontrole převodovky se vychází z hodnot, které jsou shrnuty v tab. 10-10. [33] [34]

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Hmotnost stolu	m_c	8 050	kg
Doba otočení stolu o 180°	t_{180°	8	s
Doba potřebná pro rozběh	t_r	1	s
Doba potřebná pro zastavení	t_z	1	s
Doba pro nouzové zastavení	t_{nz}	0,9	s
Konstantní otáčky stolu	n_c	5	ot/min
Průměr dráhy válečků na rad. - ax. Ložisku	D_n	800	mm
Převodový poměr pastorek - ozubený věnec	i_{pv}	3,7	
Účinnost převodu s ozubenými koly	η_{pv}	0,98	
Potřebný moment pro rozběh/zastavení na centrální ose	M_r	10 382	Nm
Potřebný moment při nouzovém zastavení na centrální ose	M_{nz}	11 536	Nm
Potřebný moment na ozubeném věnci při rozběhu/zastavení	C_g	11 640	Nm

tab. 10-10: Přehled hodnot pro výpočet cykloidní převodovky

Při kontrole převodovky se vychází z hmotnosti, s kterou převodovka pohybuje, a s roztečným průměrem dráhy válečků na radiálně-axiálním ložisku. Z těchto základních parametrů je možné vypočítat konstantní moment převodovky T_R (10.67).

$$T_R = m_c \cdot g \cdot \frac{D_n}{2 \cdot 1\,000} \cdot \mu = 8\,050 \cdot 9,8 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1\,000} \cdot 0,015 = 473 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.67)$$

Z konstantního momentu převodovky, potřebného momentu na ozubeném věnci pro rozběh/zastavení, převodového poměru mezi pastorkem a ozubeným věncem ložiska a účinností převodu s ozubenými koly, se stanoví maximální moment při rozběhu převodovky T_1 (10.68) a maximální moment při zastavení převodovky T_3 (10.69). Maximální konstantní moment na převodovce T_2 odpovídá momentu T_R .

$$T_1 = \frac{C_g}{i_{pv} \cdot \eta_{pv}} + T_R = \frac{11\,640}{3,7 \cdot 0,98} + 473 = 3\,682 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.68)$$

$$T_3 = \frac{M_r}{i_{pv} \cdot \eta_{pv}} - T_R = \frac{11\,640}{3,7 \cdot 0,98} - 473 = 2\,735 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.69)$$

Konstantní rychlost otáčení na výstupním hřídeli z převodovky (otáčky pastorku) n_p (10.70) se určí z požadavku na rychlost otáčení stolu polohovadla a z převodového poměru mezi pastorkem a ozubeným věncem.

$$n_p = n_c \cdot i_{pv} = 5 \cdot 3,7 = 18,5 \text{ min}^{-1} \quad (10.70)$$

Z otáček na výstupu z převodovky jsou stanoveny průměrné otáčky při rozběhu N_1 (10.71) a zastavení N_3 (10.72).

$$N_1 = \frac{n_p}{2} = \frac{18,5}{2} = 9,25 \text{ min}^{-1} \quad (10.71)$$

$$N_3 = \frac{n_p}{2} = \frac{18,5}{2} = 9,25 \text{ min}^{-1} \quad (10.72)$$

Pro výpočet životnosti převodovky je potřeba vycházet z vytiženosti polohovadla. Jednotlivé doby potřebné pro stanovení hodinové životnosti L_h (10.75) jsou uvedeny v *tab. 10-11*. Při výpočtu hodinové životnosti se vychází z průměrné rychlosti otáčení N_m (10.73) a průměrného zátěžného momentu T_m (10.74) pro jeden pracovní cyklus, počtu pracovních cyklů za den Q_{1cy} (10.76), pracovních hodin převodovky za den Q_3 (10.77) a pracovních hodin převodovky v jednom roce provozu Q_4 (10.78). Z těchto parametrů je možné stanovit životnost převodovky L_{year} (10.79).

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Doba otočení stolu o 180°	t_{180°	8	s
Doba potřebná pro rozběh	t_r	1	s
Doba potřebná pro zastavení	t_z	1	s
Doba při konstantních otáčkách	t_2	6	s
Doba jednoho pracovního cyklu	t_4	300	s
Počet provozních hodin za jeden den	Q_1	22,5	hod
Počet provozních dnů v roce	Q_2	260	dní

tab. 10-11: Parametry pro výpočet životnosti cykloidní převodovky

$$N_m = \frac{t_r \cdot N_1 + t_2 \cdot n_p + t_z \cdot N_3}{t_{180^\circ}} = \frac{1 \cdot 9,25 + 6 \cdot 18,5 + 1 \cdot 9,25}{8} =$$
$$= 16,2 \text{ min}^{-1} \quad (10.73)$$

$$T_m = \sqrt{\frac{t_r \cdot N_1 \cdot T_1^{\frac{10}{3}} + t_2 \cdot n_p \cdot T_2^{\frac{10}{3}} + t_z \cdot N_3 \cdot T_3^{\frac{10}{3}}}{t_r \cdot N_1 + t_2 \cdot n_p + t_z \cdot N_3}} =$$
$$= \sqrt{\frac{1 \cdot 9,25 \cdot 3\,682^{\frac{10}{3}} + 6 \cdot 18,5 \cdot 473^{\frac{10}{3}} + 1 \cdot 9,25 \cdot 2\,735^{\frac{10}{3}}}{1 \cdot 9,25 + 6 \cdot 18,5 + 1 \cdot 9,25}} =$$
$$= 1\,839 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.74)$$

$$L_h = 6\,000 \cdot \frac{N_0}{N_m} \cdot \left(\frac{T_0}{T_m}\right)^{\frac{10}{3}} = 6\,000 \cdot \frac{15}{16,2} \cdot \left(\frac{1\,960}{1\,839}\right)^{\frac{10}{3}} = 6\,871 \text{ hodin} \quad (10.75)$$

Kde:

- N_0 jmenovitá výstupní rychlost otáčení převodovky
- T_0 jmenovitý moment převodovky

$$Q_{1cy} = \frac{Q_1 \cdot 60 \cdot 60}{t_4} = \frac{22,5 \cdot 60 \cdot 60}{300} = 270 \text{ cyklů} \quad (10.76)$$

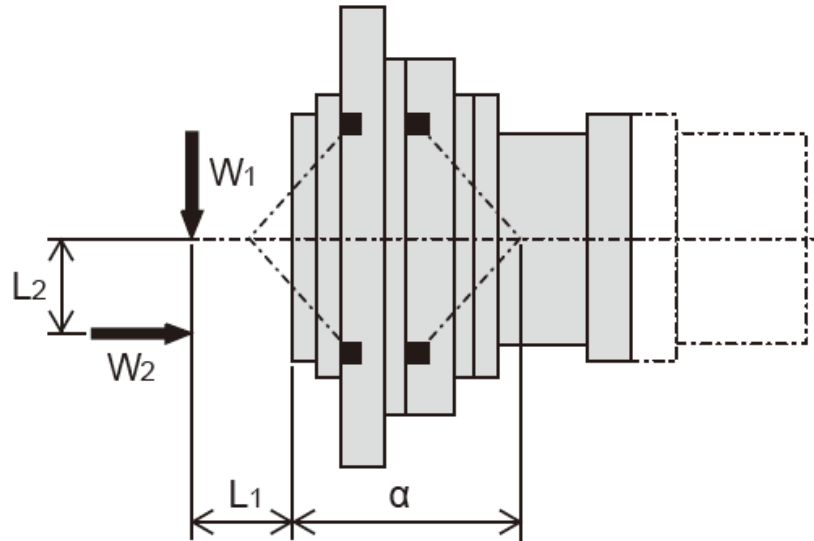
$$Q_3 = \frac{Q_1 \cdot (t_r + t_2 + t_z)}{60 \cdot 60} = \frac{22,5 \cdot (1 + 6 + 1)}{60 \cdot 60} = 0,6 \text{ hodin} \quad (10.77)$$

$$Q_4 = Q_3 \cdot Q_2 = 0,6 \cdot 260 = 156 \text{ hodin} \quad (10.78)$$

$$L_{year} = \frac{L_h}{Q_4} = \frac{6\,871}{156} = 44 \text{ roků} \quad (10.79)$$

Při přenosu kroutícího momentu z pastorku na ozubený věnec vznikají reakční síly v ozubení. Radiální složka reakční síly W_1 (10.81 [32]) působí na rameni $L_1 + \alpha$ klopným momentem M_{ocp} (10.82) na převodovku (obr. 10-28). Velikost ramene L_1 je rozměr od čela převodovky do působíště radiální síly a rozměr α vychází z konstrukce převodovky. Při výpočtu se uvažuje teoretický maximální kroutící moment na pastorku M_{kp} (10.80).

Jelikož je použito přímé ozubení je převodovka zatížena v axiálním směru zanedbatelnými silami od hmotnosti pastorku, je uvažováno, že síla v axiálním směru $W_2 = 0 \text{ N}$.



obr. 10-28: Schéma zatížení převodovky klopným momentem [34]

$$M_{kp} = \frac{M_{Cmax}}{i_{pv} \cdot \eta_{pv}} = \frac{26\,917}{3,7 \cdot 0,98} = 7\,416 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.80)$$

$$W_1 = \frac{2 \cdot M_{kp} \cdot 1\,000}{d_1} \cdot \text{tg}(\alpha_o) = \frac{2 \cdot 7\,416 \cdot 1\,000}{216} \cdot \text{tg}(20^\circ) = 24\,993 \text{ N} \quad (10.81)$$

Kde:

- d_1 roztečný průměr ozubení na pastorku
- α_o úhel záběru ozubení

$$M_{ocp} = \frac{W_1 \cdot (L_1 + \alpha) + W_2 \cdot L_1}{1\,000} = \frac{24\,933 \cdot (67,5 + 204,4) + 0 \cdot 0}{1\,000} = 6\,795 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.82)$$

Klopný moment na převodovku je nižší než dovolený $M_{oDcp} = 8\,820 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow$ převodovka vyhovuje při zatížení tímto momentem. Přebodovka též vyhovuje maximálnímu zatížení kroučícím momentem a potřebná rychlost otáčení na výstupu převodovky nepřesahuje maximální dovolené otáčky převodovky. Životnost převodovky v případě běžného provozu je $L_{year} = 44 \text{ roků}$. [34]

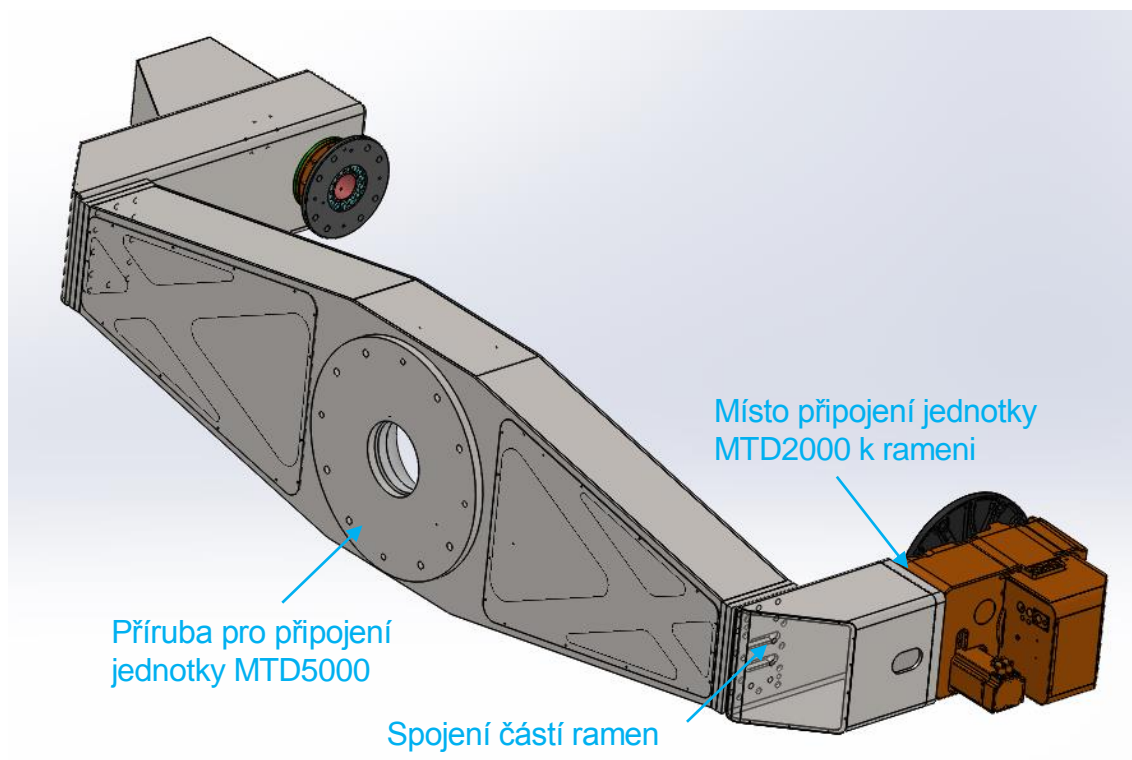
11 Kontrola kritických míst na polohovadle

Kritickými místy jsou uvažovány nosné šroubové spoje na ramenech, pohonech polohovacích os, pohonu centrální osy a šrouby pro předepnutí talířových pružin dotlačující pastorek do záběru. Dále jsou v této kapitole provedeny kontroly kolíkových spojů na cykloidní převodovce centrální osy.

11.1 Kontrola šroubových spojů na ramenech

Na ramenech jsou považovány jako nosné a zároveň kritické spoje tyto (obr. 11-1):

- Spojení ramene s pohonnou jednotkou MTD5000
- Spojení ramene s pohonnou jednotkou MTD2000
- Spojení ramene o délce L_R k rameni o délce R_R



obr. 11-1: Kritické šroubové spoje na ramenech

Pohonné jednotky jsou k ramenům připevněny pomocí šroubů s pevností 10.9 a ustaveny do správné polohy pomocí kalených kolíků.

V případě spoje příruba jednotky MTD5000 k ramenům je použito osm šroubů M24 x 70 ISO 4762 – 10.9. K ustavení polohy je použito čtyř kalených válcových kolíků s označením 20 x 70 DIN 7979D. Jednotka MTD5000 je k otočnému stolu připojena pomocí dvanácti šroubů M24 x 70 ISO 4762 – 10.9 a pro ustavení polohy je použito dvojice

kalených válcových kolíků s označením 20 x 50 DIN 7979D. Šrouby v obou spojích jsou utaženy pomocí momentového klíče. Potřebný utahovací moment je 1 000 N·m.

Pohonná jednotka polohovací osy 2 s označením MTD2000 je připevněna k rameni pomocí osmi šroubů M20 x 90 ISO 4762 – 10.9. K ustavení jednotky na rameni je použito dvojice kalených válcových kolíků s označením 16 x 40 DIN 7979D. Šrouby v tomto spoji jsou utaženy pomocí momentového klíče. Potřebný utahovací moment je 590 N·m.

Zabezpečení správné polohy ramene o délce L_R vůči rameni o délce R_R je zajištěno pomocí kalených kolíků s označením 16 x 50 DIN 7979D. Spojení těchto částí ramene je pomocí předepjatého šroubového spoje za použití dvanácti šroubů M20 x 70 ISO 4762 – 12.9. V *tab. 11-1* je vyčísleno normálové silové zatížení jednoho šroubu pro případ natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$ a $\alpha=90^\circ$. Jelikož je zatížení šroubů při natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$ mnohem větší, než pro druhý případ, počítám napětí ve šroubu pouze pro natočení ramene o úhel $\alpha=0^\circ$. Dále byla stanovena bezpečnost vůči dovolenému napětí ve šroubu a potřebný utahovací moment pro předepnutí šroubů. K předepnutí šroubů je použit momentový klíč. [37] [38]

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Třída pevnosti šroubů	12.9		
Označení závitu šroubu	M20		
Dovolené napětí ve šroubu	σ_{Ds}	756	MPa
Počet šroubů ve spoji	i	12	
Tahová síla v ose šroubu při natočení ramene o $\alpha = 0^\circ$	F_{Ni0}	115200	N
Tahová síla v ose šroubu při natočení ramene o $\alpha = 90^\circ$	F_{Ni90}	32175	N
Napětí v tahu pro jeden šroub (při $\alpha = 0^\circ$)	σ_{ts}	512	Mpa
Napětí v krutu při utahování šroubu (při $\alpha = 0^\circ$)	τ_{ks}	177	MPa
Redukované napětí ve šroubu (při $\alpha = 0^\circ$)	σ_{reds}	622	MPa
Bezpečnost vzhledem k dovolenému zatížení	k	1,2	
Utahovací moment	M_u	328	Nm

tab. 11-1: Kontrola šroubového spoje částí ramene

11.2 Kontrola šroubových a kolíkových spojů pohonu centrální osy

Pohonná jednotka centrální osy se skládá z několika komponentů: radiálně-axiálního ložiska, pastorku, cykloidní převodovky a servomotoru. Jednotlivé díly jsou spojeny s ostatními díly pomocí šroubů, a v případě převodovky kolíky. [37] [38]

Vnitřní kroužek radiálně-axiálního ložiska s ozubeným věncem je připevněn k desce otočného stolu pomocí šestatřiceti šroubů M16 x 50 ISO 4762 – 10.9. Pro připojení

vnějšího stojícího kroužku ložiska je použito šestatřicet šroubů M16 x 90 ISO 4014 – 10.9. Šrouby jsou utaženy pomocí momentového klíče momentem 270 N·m. [37] [38]

Pastorek je připevněn k přírubě převodovky přes mezidesku. Tato deska je připojena k převodovce pomocí osmi šroubů M16 x 35 ISO 4762 – 12.9. Uťahovací moment pro tyto šrouby je 350 N·m. Přenos kroutícího momentu z převodovky na pastorek přes mezidesku je pomocí deseti šroubů M20 x 80 ISO 4762 – 12.9 a šesti šroubů M16 x 80 ISO 4762 – 12.9. Výsledky kontroly šroubů na pastorku a uťahovací momenty jsou shrnuty v *tab. 11-2*.

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Třída pevnosti šroubů	12.9		
Označení závitu šroubů	M20, M16		
Dovolené napětí ve šroubu	σ_D	756	Mpa
Počet šroubů M20 ve spoji	i_{20}	10	
Počet šroubů M16 ve spoji	i_{16}	6	
Normálová síla v ose šroubu M20	F_{Ni20}	114010	N
Normálová síla v ose šroubu M16	F_{Ni16}	72962	N
Napětí v tahu pro jeden šroub	σ_t	506	Mpa
Napětí v krutu při utahování šroubu	τ_k	175	MPa
Redukované napětí ve šroubu	σ_{red}	616	MPa
Bezpečnost vzhledem k dovolenému zatížení	k	1,2	
Uťahovací moment pro šrouby M20	M_{u20}	324	Nm
Uťahovací moment pro šrouby M16	M_{u16}	166	Nm

tab. 11-2: Kontrola šroubového spoje pastorku

Samotná převodovka je k tělesu předepínání připevněna pomocí šroubů M16 x 45 ISO 4762 – 10.9. Silový přenos z převodovky k tělesu je pomocí čtyř kolíků, které jsou namáhány na stříh a otláčení. Použité kolíky jsou kalené s označením 12 x 40 B ISO 8734 - St. Kontrola je shrnuta v *tab. 11-3*. [37] [38]

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Přenášená síla jedním kolíkem	F_{oi}	14637	N
Průměr kolíku	d	12	mm
Délka kolíku ve styku s převodovkou	l	20	mm
Počet kolíků ve spoji	i	4	
Dovolené napětí ve střihu kolíku	τ_D	150	MPa
Dovolené otláčení kolíku	p_D	180	Mpa
Napětí ve střihu kolíku	τ_s	129	Mpa
Stykové napětí mezi kolíkem tělesem	p_o	61	MPa
Bezpečnost ve střihu	k_s	1,2	
Bezpečnost na otláčení	k_o	3,0	

tab. 11-3: Kontrola kolíkového spojení převodovky s tělesem předepínání

11.3 Návrh a kontrola mechanismu předepnutí pastorku

Pastorek je pomocí dvou sad talířových pružin předepnut do ozubeného věnce radiálně-axiálního ložiska. Každá sada pružin je tvořena šesti disky v paralelně-sériovém uspořádání, kde v sériovém uspořádání jsou dvě trojice disků talířových pružin. Pro předepnutí pastorku je navržena pružina s označením 40x20,4x2,2x3,1 ČSN 02 6063. V tab. 11-4 jsou vypsány důležité parametry sady pružin. Pružiny jsou předepnuty pomocí šroubů předepínání, které mají závit o rozměru M52 x 2. pohled na mechanismus předepínání je na obr. 13-2. [38]

Název	Označení	Velikost	Jednotka
Potřebná síla pro 1 sadu předepínaných disků	F_p	24993	N
Počet sériových skupin disků	n_s	2	
Počet paralelních disků	n_p	3	
Tuhost jednoho disku	k_1	8657	N/mm
Tuhost sady disků	k_s	12986	N/mm
Celková výška sady disků	L_0	15	mm
Potřebné stlačení sady disků pro dosažení předpětí	s_p	1	mm

tab. 11-4: Parametry sady disků talířové pružiny

Pro dostatečné předepnutí pružiny je potřeba otočit šroubem o polovinu otáčky po dosednutí stykových ploch.



12 Chyba v polohování

Do celkové chyby se zahrnují chyby v polohování centrální osy, polohovací osy 1 a polohovací osy 2. Pohonné jednotky se vyznačují úhlovými chybami, které jsou způsobené vůlí v převodovkách. Tento úhel s příslušnou délkou od osy otáčení udává chybu v hledaném místě.

U centrální osy může výslednou přesnost nastavení ovlivnit pouze chyba cykloidní převodovky. Jelikož je pastorek předeprnut do ozubeného věnce, nevzniká zde teoreticky žádná úhlová nepřesnost. Převodovka má určitou úhlovou poddajnost při zatížení. Hysterezní chyba v polohování je menší než 1 arcmin a chyba způsobená zatížením je také přibližně 1 arcmin [33]. Nepřesnost v polohování na centrální ose se uvažuje od středu otáčení centrální osy k polohovací ose 2. Vzdálenost mezi osami činí 1 681 mm. Nepřesnost v místě polohovací osy 2 při uvažování úhlové chyby 2 arcmin cykloidní převodovky a vzdálenosti os 1 681 mm je 0,98 mm.

Chyba MTD jednotek je v katalogu výrobce stanovena na $\pm 0,05$ mm na poloměru 500 mm [22]. Pro jednotku MTD5000 polohovací osy 1 je uvažováno s poloměrem rovnajícím se vzdálenosti poloviny délky pracovního prostoru. Uvažovaný poloměr je tedy 1 500 mm. Chyba v této vzdálenosti od polohovací osy 1 činí $\pm 0,15$ mm.

Pro pohonnou jednotku MTD2000 polohovací osy 2 je výrobcem stanovena také přesnost $\pm 0,05$ mm na poloměru 500 mm [22]. Pro tuto osu je uvažován maximální poloměr jako polovina průměru pracovního prostoru. Poloměr je tedy 750 mm. Maximální chyba na polohovací ose 2 na kraji pracovního prostoru je $\pm 0,075$ mm.

Reálně naměřené chyby v polohování jsou ze zkušeností firmy ABB menší.

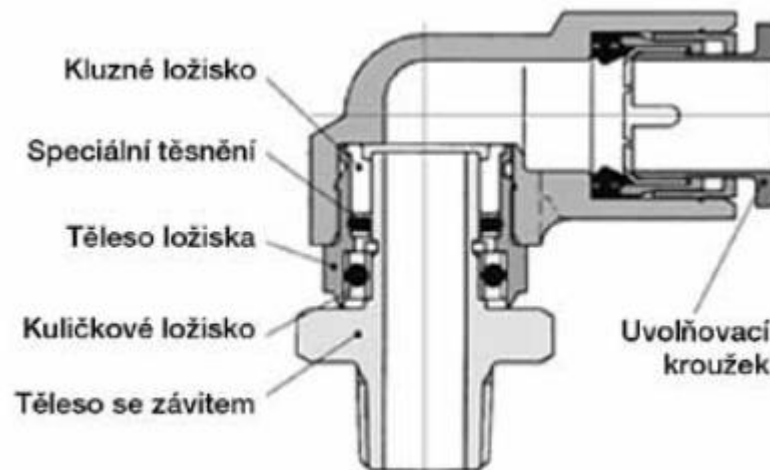
13 Umístění důležitých nakupovaných dílů na polohovadle

V následujících podkapitolách je popis a umístění důležitých dílů na polohovadle, jako je rotační průchod pro tekutinová média a pro elektrické kabely, SMB jednotky a zařízení kontroly správného ustavení přípravku 1 a 2 v dané poloze.

13.1 Přívod tekutinových médií a elektrických kabelů k přípravku

Ke svařovacímu přípravku je nutné přivést tekutinová média a elektrické kabely. V místě centrální osy a polohovací osy 1 je rotace pouze $\pm 180^\circ$ z důvodů vysokých nákladů na rotační průchody pro tekutinová média a elektrické kabely, a také z důvodu složitosti zabudování do konstrukce polohovadla.

V místě polohovací osy 2 je z důvodu polohování potřeba „nekonečné“ rotace. Pro tento účel je vhodné použít rotační průchod výrobce Schleifring s označením 7KG290021 pro hydraulické hadice a elektrické kabely. Tento průchod je v místě podpěrného ložiska (*obr. 10-25*). Schéma průchodu rotační jednotky výrobce Schleifring je v *příloze 3*. Rotační průchod pro pneumatiku je umístěn na straně jednotky MTD2000 polohovací osy 2. Rotační průchod pro pneumatiku je od firmy SMC s označením KSL10 - 04S. Na *obr. 13-1* je znázorněn tento průchod pro pneumatiku [36].

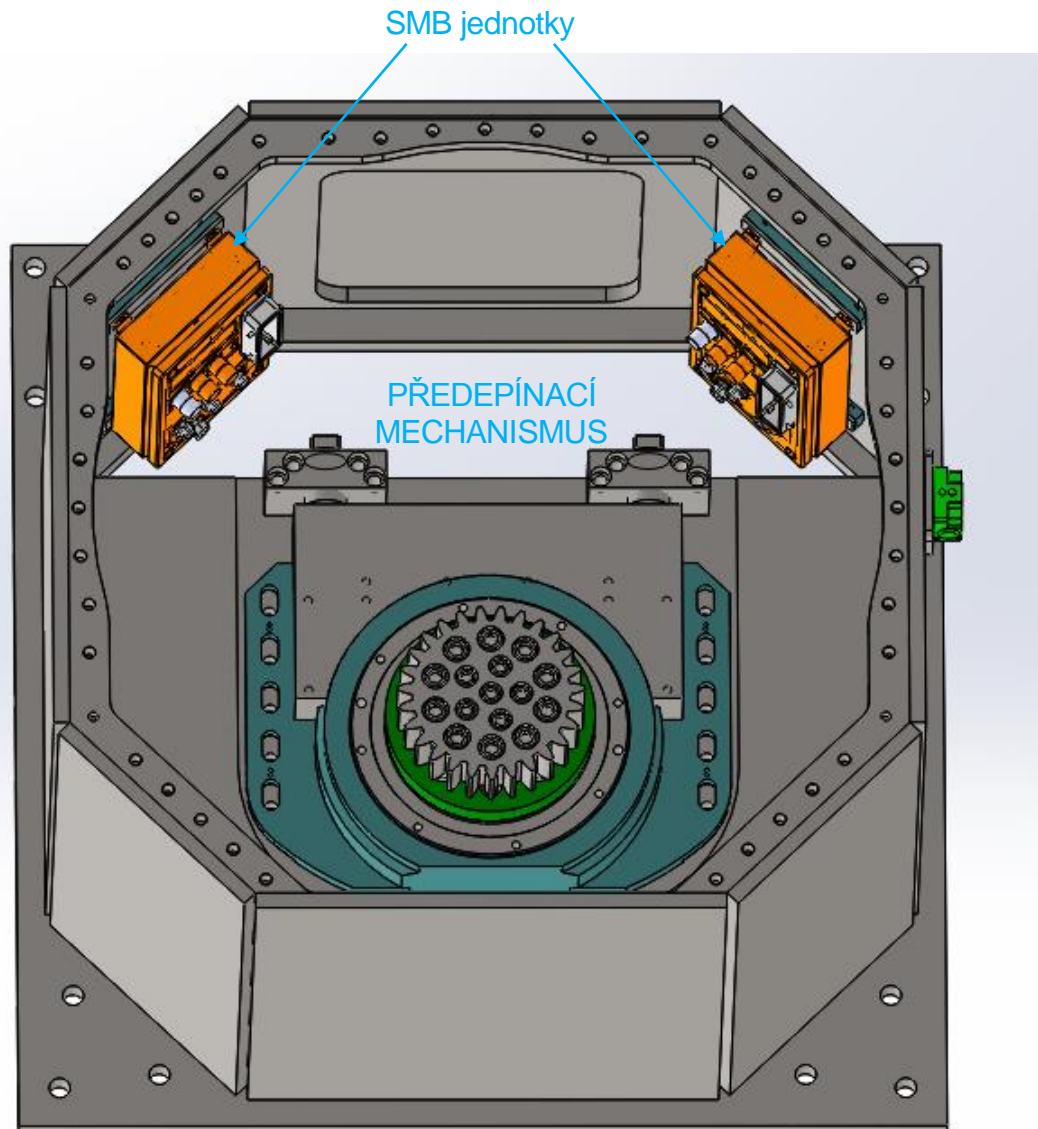


obr. 13-1: Schéma rotačního průchodu pro pneumatiku od firmy SMC [36]

13.2 Umístění SMB jednotek

SMB jednotky jsou nedílnou součástí polohovadla. Slouží k připojení kabelů od jednotlivých pohonů. SMB jednotky jsou dále připojeny k řídicímu rozvaděči u polohovadla. Každá z jednotek má konektory pro 3 servomotory. Z tohoto důvodu

je nutné umístit dvě SMB jednotky na polohovadlo. Umístění obou jednotek je uvnitř svařeného základu. Pohled do tohoto prostoru je na *obr. 13-2*. Jednotky jsou přišroubovány přes plastové mezikusy k základnímu rámu z důvodu izolace.

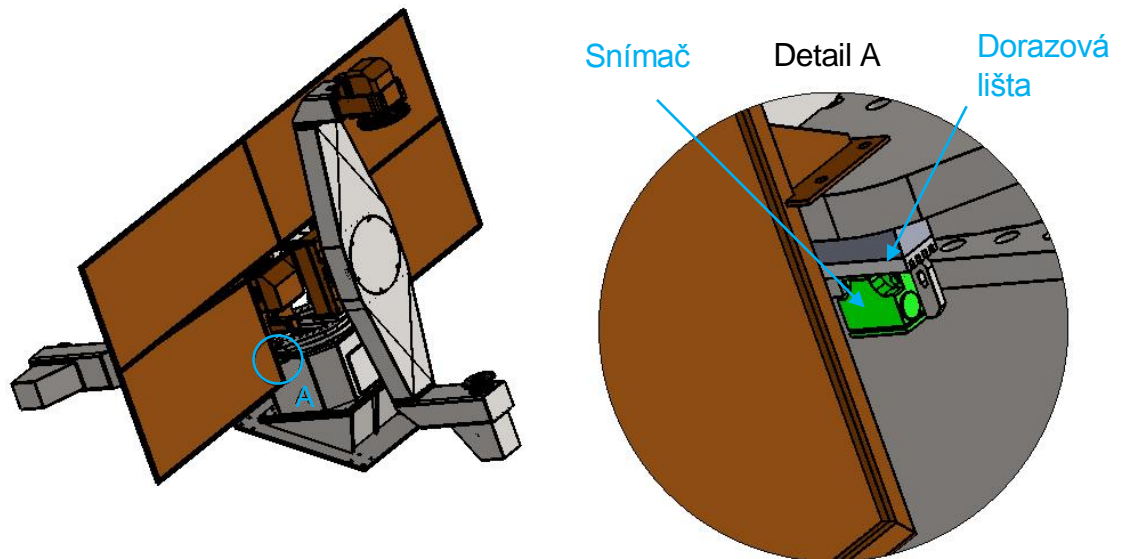


obr. 13-2: SMB jednotky v prostoru základu polohovadla

13.3 Kontrola umístění svařovacího přípravku

Systém musí znát správnou polohu svařovacího přípravku 1 a 2. Správnou polohou je myšleno umístění daného přípravku buďto na straně obsluhy nebo svařovacího robota. K tomuto je použito dvoupolohového mechanického spínače polohy od výrobce Balluff s označením BNS813-B02-L12-61-12-A-02. Spínač je umístěn na základně polohovadla.

Protikus tvoří dvojice dorazových lišt se spínacími dorazy, které jsou umístěny na otočném stole. Na obr. 13-3 je znázorněno umístění tohoto snímače s dorazovou lištou.



obr. 13-3: Umístění snímače polohy přípravků



14 Závěr

V první části předkládané diplomové práce byla provedena rešerše týkající se robotického svařování a vyráběných polohovadel podobné konstrukce. Doposud vyráběná polohovadla typu „D“ pro robotické svařování nesplňují požadavky pro polohování se svařencem o hmotnosti 2 x 1 500 kg a nedisponují ani pracovním prostorem, který činí u navrhovaného polohovadla 1 500 x 3 000 mm. Polohovadla typu „D“ vyrábějí pouze dva výrobci, a to zadavatelská firma diplomové práce ABB a firma Yaskawa, ale pouze s nižší nosností a menšími rozměry pracovního prostoru.

V další fázi práce byly s ohledem na zadané parametry provedeny návrhové výpočty, které udávají informace o zatížení jednotlivých pohonných jednotek na polohovadle. Z těchto údajů byly provedeny návrhy jednotlivých pohonů pro každou pohybovou osu. Pohybových os je celkem pět. Jedna osa je centrální, kolem níž se otáčí stůl a vyměňuje přípravek s upnutým polotovarem za přípravek s hotovým svařencem. Dalšími osami jsou polohovací osy, které jsou vždy dvě na každém přípravku. V této části byla dále provedena volba vhodné konstrukce celého polohovadla.

Vhodným řešením, s ohledem na požadavky zadavatele, odpovídá polohovadlo se skloněnou centrální osou svařované konstrukce z plechů. Vhodná varianta pohonné jednotky centrální osy je tvořena servomotorem, cykloidní převodovkou a pastorkem zabírajícím do ozubeného věnce na radiálně-axiálním ložisku se zkříženými osami válečků. Jako pohonné jednotky polohovacích os jsou použity jednotky vyráběné firmou ABB s označením MTD5000 pro polohovací osu 1 a MTD2000 pro polohovací osu 2. Tyto jednotky obsahují převodovku se speciálním vymezením vůle a servomotor.

V další části byly provedeny kontroly těchto pohonů s ohledem na jejich zatížení. Pohonné jednotky polohovacích os byly kontrolovány na zatížení kroutícím momentem při rozběhu/zastavení a při nouzovém zastavení, kdy je kroutící moment maximální. Dále byly zkontrolovány na statickou únosnost v radiálním, axiálním směru a v případě jednotky MTD5000 na polohovací ose 1 na klopný moment. Ve všech ohledech jednotky MTD5000 polohovací osy 1 a MTD2000 polohovací osy 2 vyhověly požadavkům.

Pohonná jednotka centrální osy je složitější konstrukce, jelikož obsahuje více samostatných komponentů. Pro tento pohon bylo samostatně zkontrolováno radiálně - axiální ložisko, cykloidní převodovka a ozubení na pastorku a ozubeném věnci ložiska. Životnost ložiska byla stanovena na 18 000 pracovních otáček a převodovky



na 44 roků. Ložisko i převodovka vyhovuje požadavkům na životnost pohonu. Cykloidní převodovka je z pohledu životnosti předimenzovaná, ale z důvodu zatížení klopným momentem od silového působení na pastorku a požadavku na převodový poměr je její použití vhodné. Dále byla pro tento pohon provedena kontrola v patě zubu a v dotyku ozubení na pastorku a ozubeném věnci. Ozubení vyhovělo s dostatečnou bezpečností.

Jedním z hlavních bodů zadání bylo provedení materiálové optimalizace ramene. Pomocí MKP analýzy byl proveden rozbor pěti vhodných variant, z nichž nejlépe vyhověla varianta E, která kombinuje díl svařovaný z plechů s díly tvořené trubkou obdélníkového tvaru (tzv. Jäklem). Hlavní důvody této volby byla jednak dostatečná tuhost při relativně nízké hmotnosti, ale také úspora nákladů na výrobu při použití na části ramene hutního profilu. Součástí konstrukce ramene je také podpěrné ložisko svařovacího přípravku, které bylo navrženo pro požadavek vysoké únosnosti, možnosti axiálního posuvu v důsledku teplotní dilatace přípravku a průchodu tekutinových médií a elektrických kabelů skrz dutou hřídel.

Pro navržené polohovadlo bylo také provedeno zjištění maximální chyby v polohování pro jednotlivé pohony na polohovadle, které jsou maximálně 1 mm v případě centrální osy.

Pro polohovadlo byly dále zvoleny rotační průchody pro tekutinová média a elektrické kabely na polohovací ose 2, které umožňují nekonečnou rotaci oproti polohovací ose 1 a centrální ose, kde každá z nich umožňuje rotaci $\pm 180^\circ$. Do konstrukce byly také zakomponovány SMB jednotky pro připojení servomotorů pohonných jednotek a kontrolní zařízení s mechanickým spínačem pro zjištění správné polohy přípravků v dané pozici obsluhy nebo svařovacího robota. Dále byl vytvořen 3D model polohovadla s požadovanou technickou dokumentací.



15 Seznamy

15.1 Seznam použité literatury

- [1] LANE, J., D.: Robotic welding, IFS UK 1987
- [2] Andrlík, V. a kol.: Automatizace výrobních zařízení 2012
- [3] Technologie svařování [cit. 2014-11-17] dostupné na
<<http://iss-cheb.cz/projekt/Sva%C5%99ov%C3%A1n%C3%AD.pdf>>
- [4] Laserové svařování [cit. 2014-11-17] dostupné na
<<http://www.lasertherm.cz/sluzby/laserove-svarovani/>>
- [5] Laserové technologie v praxi [cit. 2014-11-17] dostupné na
<<http://fyzika.upol.cz/cs/system/files/download/vujtek/granty/laser.pdf>>
- [6] Laserové svařování na robotizovaných pracovištích [cit. 2014-11-18] dostupné na
<http://www.hadyna.cz/smartwelding/download/Rob_Las_Weld.pdf>
- [7] Yaskawa, Robotizace svařování kovů ver.: 13-20
- [8] ABB – IRB 1520ID [cit. 2014-10-19] dostupné na
<<http://www.abb.cz/product/seitp327/a2995febf8d3fdf2c1257a310047d8d7.aspx>>
- [9] MM průmyslové spektrum – Automatica v mnichově překonala očekávání
[cit. 2014-10-19] dostupné na <<http://www.mmspektrum.com/clanek/automatica-v-mnichove-prekonala-ocekavani.html>>
- [10] TBI Industries – RoboMIG RM2 Robotové hořáky [cit. 2014-10-19] dostupné na
< http://www.tbi-cz.com/images/TBi%20RoboMIG%20RM2_CZ.pdf>
- [11] ABB - IRBP L Positioner [cit. 2014-10-31] dostupné na
<[http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/1dbfd5d09d16f6c8c12577340038ec64/\\$file/Datablad%20%20IRBP%20L%20PR10112EN_R4.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/1dbfd5d09d16f6c8c12577340038ec64/$file/Datablad%20%20IRBP%20L%20PR10112EN_R4.pdf)>
- [12] ABB - IRBP A Positioner [cit. 2014-10-31] dostupné na
<[http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/b339f25a62ee11b0c125771c00347ec8/\\$file/Datablad%20IRBP%20A%20PR10080EN_R3.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/b339f25a62ee11b0c125771c00347ec8/$file/Datablad%20IRBP%20A%20PR10080EN_R3.pdf)>
- [13] ABB - IRBP R Positioner [cit. 2014-10-31] dostupné na
<[http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/909b002ec107f40dc125771c0037ec3c/\\$file/IRBP%20R%20datablad%20PR10111EN_R5.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/909b002ec107f40dc125771c0037ec3c/$file/IRBP%20R%20datablad%20PR10111EN_R5.pdf)>



- [14] ABB - IRBP K Positioner [cit. 2014-10-31] dostupné na
<[http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/ceffc9e07642225ac125771c0036de90/\\$file/Datablad%20%20IRBP%20K%20PR10081EN_R5.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/ceffc9e07642225ac125771c0036de90/$file/Datablad%20%20IRBP%20K%20PR10081EN_R5.pdf)>
- [15] ABB - IRBP B Positioner [cit. 2014-11-03] dostupné na
<[http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/f400d56d00954b72c125771c003532aa/\\$file/Datablad%20IRBP%20B%20PR10175EN_R3.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/f400d56d00954b72c125771c003532aa/$file/Datablad%20IRBP%20B%20PR10175EN_R3.pdf)>
- [16] ABB - IRBP D Positioner [cit. 2014-11-03] dostupné na
<[http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/1d132241c013cdfbc125771c00365e46/\\$file/Datablad%20IRBP%20D%20PR10176EN_R4.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/1d132241c013cdfbc125771c00365e46/$file/Datablad%20IRBP%20D%20PR10176EN_R4.pdf)>
- [17] KOSTKA – Robotické svařování [cit. 2014-11-18] dostupné na
<<http://www.laser-tube.cz/roboticke-svarovani/>>
- [18] KARSIT – přípravky [cit. 2014-11-18] dostupné na
<<http://strojni-konstrukce.cz/unnamed/reference/karsit-pribram>>
- [19] ABB Product specification Positioner 3HAC028283-001 Rev. B
- [20] ABB Product Specification Positioner 3HAC038208-001 Rev. F
- [21] MOTOMAN – Positioners [cit. 2014-12-14] dostupné na
<<http://www.motoman.com/datasheets/Positioner%20Brochure.pdf>>
- [22] ABB - Product Specification Motor Units and Gear Units 3HAC040147-001 Rev. D
- [23] SOUČEK, P.: Pohony výrobních zařízení, ČVUT Praha 1994
- [24] MM průmyslové spektrum – Prstencové motory [cit. 2014-12-14] dostupné na
<<http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>>
- [25] ETEL – Torque motors [cit. 2014-12-14] dostupné na
<<http://www.etel.ch/torque-motors/tmk/specifications/>>
- [26] Sumitomo – Fine Cyclo Catalogue 999016/EN/DE – 03/2011 [cit. 2014-12-14]
dostupné na <<http://www.sumitomodrive.com/uploads/product/files/file-2038.pdf>>
- [27] KUBERA, O.: Otočný stůl nové koncepce pro multifunkční obráběcí stůl
[cit. 2014-12-14] dostupné na <<http://stc.fs.cvut.cz/pdf13/2614.pdf>>
- [28] Řízení rychlosti a polohy prstencového motoru [cit. 2014-12-14] dostupné na
<http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/PSSIII_-_2351090/Prstencovy_motor.pdf>
- [29] IMO - Product Catalog ST 205 US
- [30] ABB - Gear box specification MTD / MID 3HAC034942-001



- [31] SKF – Hlavní katalog – 6000CS - Leden 2007
- [32] Leinveber V., Vávra P.: Strojnické tabulky, ALBRA 2006
- [33] Nabtesco – High precision gears – 11/2011
- [34] Nabtesco – Precision Reduction Gear RV - RD2series – CAT.120331
- [35] Rollix – Slewing bearing catalogue – IT DTR 19.005
- [36] SMC – Nástrčné spojky pro rotující součásti – 1/2010
- [37] Švec, V.: části a mechanismy strojů – Spoje a části spojovací, ČVUT Praha 1997
- [38] Leinveber V., Vávra P.: Strojnické tabulky, ALBRA 2006

15.2 Seznam obrázků

obr. 3-1: Svařovací robot IRB 1520ID firmy ABB [8].....	18
obr. 3-2: Robot s technologickou hlavicí pro bodové svařování [9].....	19
obr. 3-3: Technologická hlavice pro MIG svařování [10]	19
obr. 3-4: Svařování pomocí laseru [6].....	20
obr. 3-5: Uspořádání pracoviště pro robotické svařování [7].....	22
obr. 3-6: Robotická svařovací jednotka pro MIG svařování [17]	22
obr. 3-7: Příklad svařovacího přípravku s ručními upínkami [18]	23
obr. 4-1: Polohovadlo ABB IRBP L [11]	25
obr. 4-2: Polohovadlo ABB IRBP A [12].....	26
obr. 4-3: Polohovadlo ABB IRBP R [13].....	27
obr. 4-4: Polohovadlo ABB IRBP K [14].....	27
obr. 4-5: Polohovadlo ABB IRBP B [15].....	28
obr. 4-6: Polohovadlo ABB IRBP D [16].....	29
obr. 4-7: Polohovadlo pro čtyři přípravky [7]	29
obr. 4-8: Více-osá pojezdová dráha s robotem f. Yaskawa [7].....	30
obr. 5-1: Základní komponenty polohovadla IRBP D [19]	31
obr. 5-2: Omezující rozměr svařence [16].....	32
obr. 5-3: Umístění těžiště svařence [19]	32
obr. 5-4: Polohovadlo Yaskawa VMF-750 [21].....	33
obr. 8-1: Výpočtové schéma centrální osy.....	36
obr. 8-2: Časový průběh rychlosti na centrální ose	37
obr. 8-3: Výpočtové schéma polohovací osy 1	38
obr. 8-4: Časový průběh rychlosti na polohovací ose 1	39
obr. 8-5: Výpočtové schéma polohovací osy 2.....	40
obr. 8-6: Časový průběh rychlosti na polohovací ose 2.....	41
obr. 9-1: Návrh konstrukčního řešení polohovadla s vertikální osou rotace	44
obr. 9-2: Návrh konstrukčního řešení polohovadla se skloněnou centrální osou rotace ..	45
obr. 9-3: Varianta pohonu se servomotorem, převodovkou a ozubeným věncem s ložiskem	47
obr. 9-4: Řez prstencovým motorem s velkorozměrovým ložiskem [28].....	48
obr. 9-5: Pohon se šnekovou převodovkou IMO [29]	48



obr. 9-6: Pohonná jednotka MTD [19].....	50
obr. 9-7: Přesazení jednotek MTD.....	50
obr. 9-8: Schéma polohovací osy 1.....	51
obr. 9-9: Vhodná varianta řešení polohovadla.....	52
obr. 10-1: Schéma zatížení jednotky MTD2000 na polohovací ose 2.....	55
obr. 10-2: Rozklad sil ve směru osy y1 při natočení ramene o $\alpha=0^\circ$	56
obr. 10-3: Rozklad sil na rameni při jeho natočení o $\alpha=0^\circ$	58
obr. 10-4: Rozklad sil ve směru osy x1 při natočení ramene o $\alpha=0^\circ$	59
obr. 10-5: Rozklad sil na rameni při jeho natočení o $\alpha=90^\circ$	61
obr. 10-6: Umístění polohovací osy 2.....	63
obr. 10-7: Varianta A - Jäklová konstrukce.....	65
obr. 10-8: Varianta B - Svařovaná konstrukce s horizontálně-vertikálním žebrováním....	65
obr. 10-9: Varianta C - Svařovaná konstrukce s křížovým žebrováním ve dvou polích ...	66
obr. 10-10: Varianta D - Svařovaná konstrukce s křížovým žebrováním ve čtyřech polích	66
obr. 10-11: Varianta E - kombinace svařované konstrukce s Jäklem.....	67
obr. 10-12: Schéma zatížení ramene pro MKP model při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$	68
obr. 10-13: Celková deformace ramene při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$	69
obr. 10-14: Napětí v rameni při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$	70
obr. 10-15: Schéma zatížení ramene pro MKP model při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$	70
obr. 10-16: Celková deformace ramene při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$	71
obr. 10-17: Napětí v rameni při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$	72
obr. 10-18: První vlastní tvar kmitání při frekvenci 19,884 Hz.....	73
obr. 10-19: Druhý vlastní tvar kmitání při frekvenci 30,809 Hz.....	73
obr. 10-20: Třetí vlastní tvar kmitání při frekvenci 35,253 Hz.....	73
obr. 10-21: Čtvrtý vlastní tvar kmitání při frekvenci 52,269 Hz.....	74
obr. 10-22: Pátý vlastní tvar kmitání při frekvenci 57,058 Hz.....	74
obr. 10-23: Šestý vlastní tvar kmitání při frekvenci 81,706 Hz.....	74
obr. 10-24: Půdorys kompletně osazeného ramene.....	75
obr. 10-25: Řez podpěrným ložiskem.....	76
obr. 10-26: Zatížení jednotky MTD5000 polohovací osy 1.....	78
obr. 10-27: Rozložení sil pro kontrolu radiálně - axiálního ložiska.....	83



obr. 10-28: Schéma zatížení převodovky klopným momentem [34]	89
obr. 11-1: Kritické šroubové spoje na ramenech	90
obr. 13-1: Schéma rotačního průchodu pro pneumatiku od firmy SMC [36].....	95
obr. 13-2: SMB jednotky v prostoru základu polohovačla	96
obr. 13-3: Umístění snímače polohy přípravků	97



15.3 Seznam tabulek

tab. 8-1: Hodnoty pro návrh centrální osy	36
tab. 8-2: Hodnoty pro návrh polohovací osy 1	39
tab. 8-3: Hodnoty pro návrh polohovací osy 2	41
tab. 10-1: Napětí na rameni při natočení o úhel $\alpha=0^\circ$	63
tab. 10-2: napětí na rameni při natočení o úhel $\alpha=90^\circ$	64
tab. 10-3: Výsledky MKP analýzy pro jednotlivé varianty	67
tab. 10-4: Souhrn zatížení a výsledků při řešení ramene pomocí MKP při jeho natočení o úhel $\alpha=0^\circ$	69
tab. 10-5: Souhrn zatížení a výsledků při řešení ramene pomocí MKP při jeho natočení o úhel $\alpha=90^\circ$	71
tab. 10-6: Vlastní frekvence konstrukce ramene zjištěné modální analýzou	72
tab. 10-7: Parametry pro návrh komponent pohonu centrální osy	79
tab. 10-8: Parametry ozubeného věnce ložiska Rollix 07-0885-01	80
tab. 10-9: Kontrola ozubení pastorku a ozubeného věnce ložiska.....	85
tab. 10-10: Přehled hodnot pro výpočet cykloidní převodovky.....	86
tab. 10-11: Parametry pro výpočet životnosti cykloidní převodovky.....	87
tab. 11-1: Kontrola šroubového spoje částí ramene	91
tab. 11-2: Kontrola šroubového spoje pastorku	92
tab. 11-3: Kontrola kolíkového spojení převodovky s tělesem předepínání.....	93
tab. 11-4: Parametry sady disků talířové pružiny.....	93



15.4 Seznam použitého softwaru

Microsoft Office Word 2013

Microsoft Office Excel 2013

SolidWorks 2013

Ansys 15.0

KISSsoft



15.5 Seznam příloh

Textové přílohy:

Příloha 1: Radiálně-axiální ložisko – ROLLIX – 07-0885-01-ZZ00-A

Příloha 2: Cykloidní převodovka – NABTESCO – RDS-200C-206-B5-CF-2E

Příloha 3: Rotační průchod médií a el. kabelů – SCHLEIFRING – 7KG290021

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy – POLOHOVADLO IRBP D1500 – DP_1712_A0000

Kusovník – POLOHOVADLO IRBP D1500 – DP_1712_K0000

Výkres sestavy – RAMENO – DP_1712_A0100

Kusovník – RAMENO – DP_1712_K0100

Výkres sestavy – ZÁKLADNA POLOHOVADLA – DP_1712_A0200

Kusovník – ZÁKLADNA POLOHOVADLA – DP_1712_K0200

Výkres sestavy – PŘEDEPÍNACÍ MECHANISMUS – DP_1712_A0220

Kusovník – PŘEDEPÍNACÍ MECHANISMUS – DP_1712_K0220

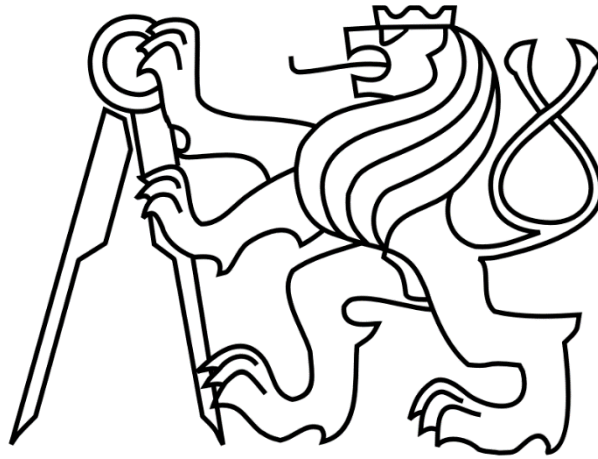
Elektronické přílohy:

CD

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

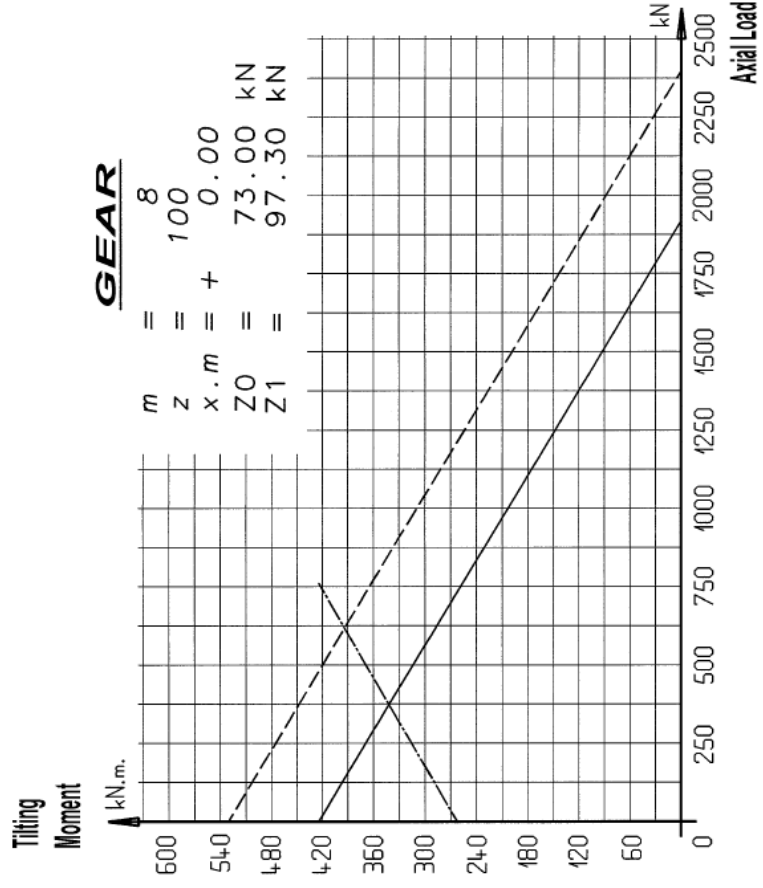
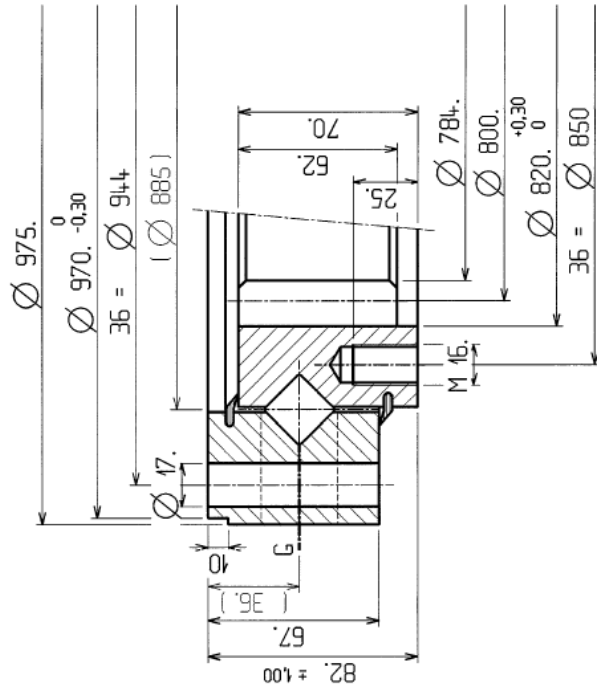
Řešení otočného stolu „D“ s nosností 2 x 1 500 kg

Příloha 1

2015

Bc. Ondřej Jakoubek

07-0885-01

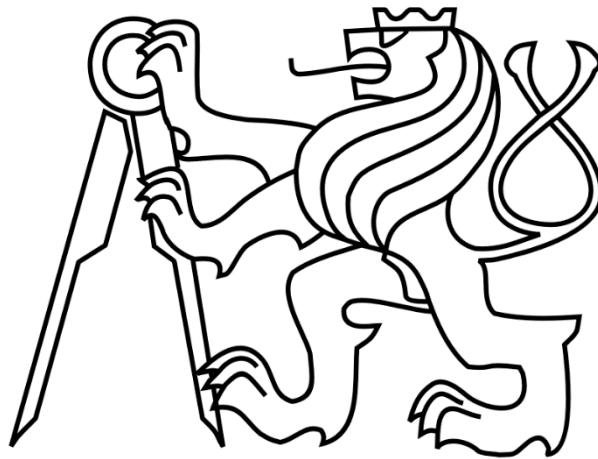


Estimated Weight : 120. kg

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

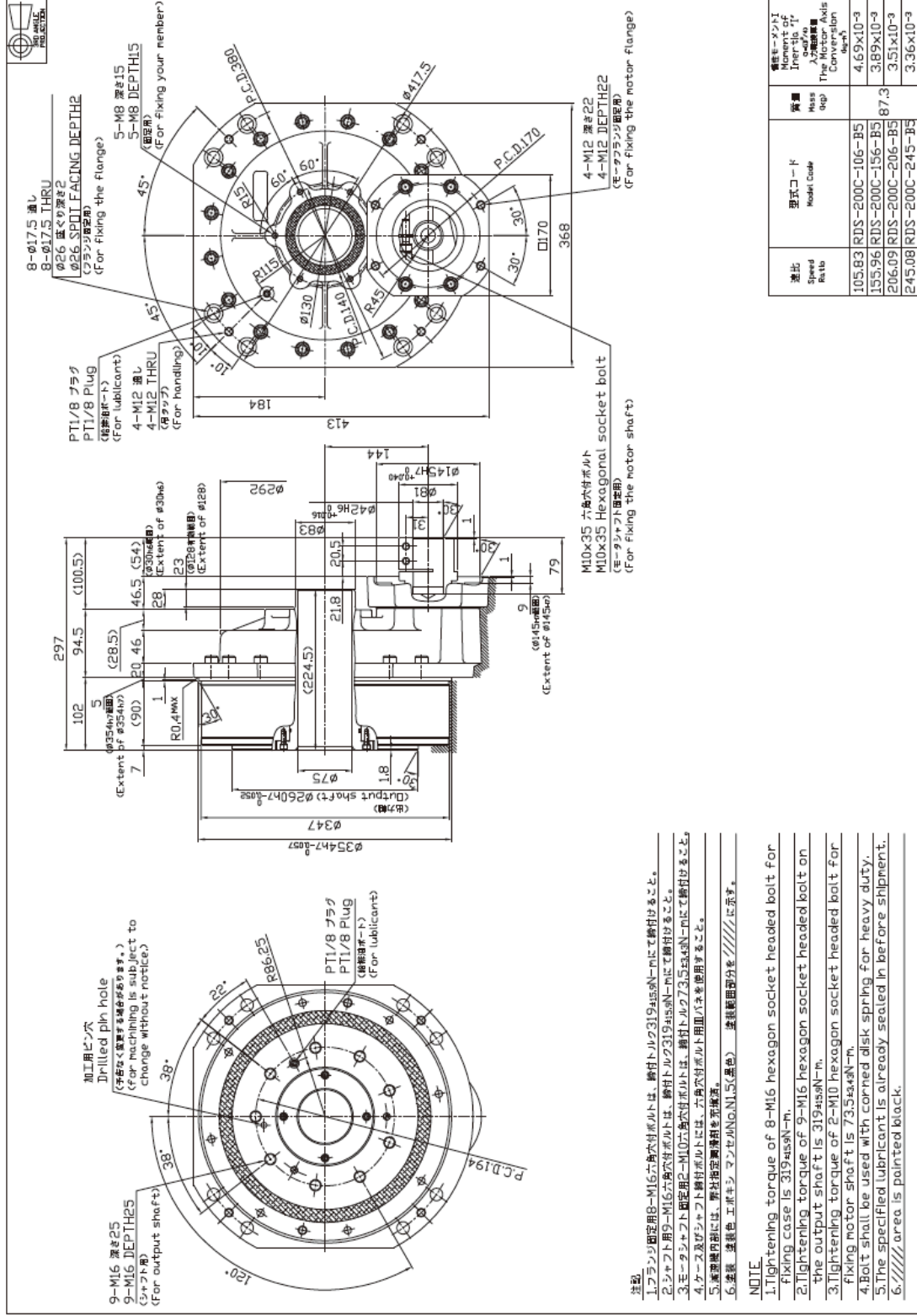


Diplomová práce

Řešení otočného stolu „D“ s nosností 2 x 1 500 kg

Příloha 2

Model Code: RDS-200C-XXX-B5 (Corresponding motor shaft diameter: φ32 to φ42)



注記
1. フランジ固定用8-M16六角穴付ボルトは、納付トルク31945aN-mにて締付けすること。
2. シャフト用9-M16六角穴付ボルトは、納付トルク31945aN-mにて締付けすること。
3. モータシャフト固定用2-M10六角穴付ボルトは、納付トルク73544aN-mにて締付けすること。
4. ケース及びシャフト納付ボルトには、六角穴付ボルト用加工バネを使用すること。
5. 潤滑油には、弊社指定潤滑油を使用すること。
6. 塗装は、塗料名エポキシマニキュアNo.N1.5(黒色) 塗装範囲部分を//////に示す。

NOTE
1. Tightening torque of 8-M16 hexagon socket headed bolt for fixing case is 31945n-m.
2. Tightening torque of 9-M16 hexagon socket headed bolt on the output shaft is 31945n-m.
3. Tightening torque of 2-M10 hexagon socket headed bolt for fixing motor shaft is 73544n-m.
4. Bolt shall be used with corned disk spring for heavy duty.
5. The specified lubricant is already sealed in before shipment.
6. //// area is painted black.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Řešení otočného stolu „D“ s nosností 2 x 1 500 kg

Příloha 3

