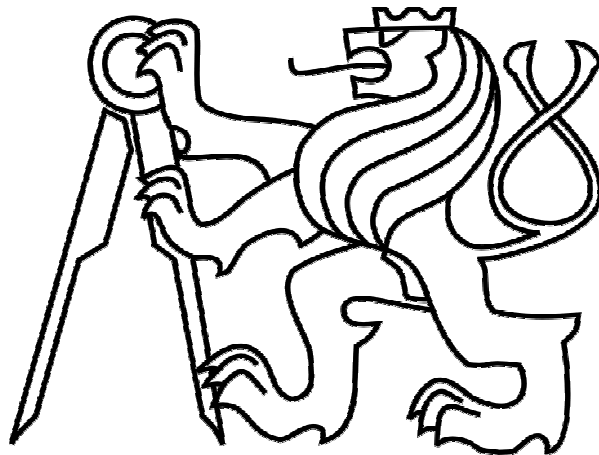


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

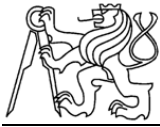


Diplomová práce

Návrh experimentálního zařízení pro broušení rovinných ploch zkušebních vzorků

2015

Bc. Michal Ulrych



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 15. 6. 2015

.....

podpis



Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Pavlovi Vrbovi, za vedení této diplomové práce, jeho podnětné rady a připomínky při jejím vypracování.

Děkuji také všem zaměstnancům Geologického ústavu Akademie věd České republiky, v.v.i., zvláště panu Mgr. Tomášovi Svitekovi, za množství hodnotných informací a připomínek, jež mi poskytli při tvorbě této diplomové práce.

Chtěl bych také velice poděkovat svým rodičům za nesmírnou podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali v průběhu celého studia a při tvorbě této diplomové práce.



Anotace

Jméno autora:	Michal Ulrych
Název BP:	Návrh experimentálního zařízení pro broušení rovinných ploch zkušebních vzorků
Rozsah práce:	108 str., 77 obr., 30 tab.
Šk. rok vyhotovení:	2014/2015
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Výrobní stroje a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Pavel Vrba
Konzultant:	Mgr. Tomáš Svitek - Geologický ústav AV ČR, v.v.i.
Zadavatel tématu:	Geologický ústav Akademie věd České republiky, v.v.i.
Využití:	Zařízení určené k výrobě mnohostěnu pro experimentální zkoušky hornin
Klíčová slova:	brousící stroje, horniny, mnohostěn;
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá návrhem experimentálního zařízení pro výrobu mnohostěnu. Práce obsahuje tři konstrukční návrhy zařízení. Na základě analýzy byla vybrána varianta, která nejlépe splňuje zvolená kritéria. Pro vybranou variantu jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty a je zpracována kompletní výrobní dokumentace.



Annotation

Author:	Michal Ulrych
Title:	Design of experimental appliance for planar surface grinding of test specimens
Extent:	108 p., 77 fig., 30 tab.
Academic year:	2014/2015
University:	CTU- Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Pavel Vrba
Consultant:	Mgr. Tomáš Svitek - Geology of the CAS, v.v.i.
Submitter of the Theme:	Institute of Geology of the CAS, v.v.i.
Application:	Equipment for the production of a polyhedron for experimental tests of rocks
Key words:	grinding machines, rocks, polyhedron;
Annotation:	The diploma thesis describes the design of experimental equipment for the production of a polyhedron. The work contains three design proposals of devices. Based on the analysis, the variant which meets the selected criteria was chosen. For the choosen variant the design and strength calculations have been done and also the complete production documentation was processed.



Obsah

1	Úvod	13
2	Cíl práce.....	14
3	Úvod do problematiky	15
3.1	Výrobní procesy zpracování kamene	17
3.1.1	Hrubá kamenická výroba	17
3.1.2	Ušlechtilá kamenická výroba.....	17
3.2	Brousící stroje	21
3.2.1	Brousící a frézovací ramena	22
3.2.2	Brusky na broušení ploch	24
3.3	Brusné kotouče.....	27
4	Měření elastických vlastností hornin.....	28
4.1	Výroba polotovaru - současný stav	29
4.2	Motivace.....	30
4.3	Řešení polohovacích zařízení.....	31
4.3.1	Řešení polohovacího zařízení od Yoshitaka Nara, JAPONSKO.....	31
4.3.2	Mnohostěn od Osama Sana, JAPONSKO	33
4.4	Poznátky z případové studie a rešerše.....	33
5	Návrh konstrukce polohovacího zařízení	34
5.1	Varianta č. 1	38
5.2	Varianta č. 2	40
5.3	Varianta č. 3	44
5.4	Ekonomické zhodnocení variant	46
6	Vícekritériální analýza.....	47
7	Vlastní konstrukční návrh a jeho optimalizace	50
7.1	Konstrukční návrh s ozubenými řemeny.....	50
7.2	Konstrukční návrh s ozubenými segmenty a řemeny	51
7.3	Finální konstrukce	53
7.3.1	Polohování kolébky	55
7.3.2	Fixování polohy	56
7.3.3	Uzel pastorku	56
7.3.4	Uzel spojení kolébky a tělesa.....	57



7.4	Specifikace nakupovaných dílů.....	58
8	Určení vstupních sil.....	62
8.1	Síla od hmotnosti.....	62
8.2	Síla od broušení.....	63
8.3	Síla od zrychlení podélného stolu.....	65
9	Návrhové a kontrolní výpočty.....	67
9.1	Návrh ložisek.....	67
9.2	Návrh ozubení.....	68
9.3	Kontrola ozubení.....	71
9.4	Kontrola fixačních čepů.....	73
9.5	Kontrola svarů.....	75
9.6	Kontrola hřídele pastorku.....	77
9.7	Kontrola ložisek.....	84
9.8	Kontrola kolébky pomocí MKP.....	86
9.9	Modální analýza zařízení.....	91
10	Závěr.....	96
11	Seznamy.....	98
11.1	Seznam obrázků.....	98
11.2	Seznam tabulek.....	100
11.3	Seznam použitého softwaru.....	101
11.4	Seznam příloh.....	102
12	Literatura.....	105



Přehled použitých veličin a zkratk

Symbol	Veličina	Jednotka
a_s	Zrychlení podélného stolu	$[m \cdot s^{-2}]$
a, b, c	Rozměry hřídele pastorku	[mm]
a_r	Rameno síly F_{as} při kontrole svarů	[mm]
b_{WH}	Šířka ozubení	[mm]
b_{WH}/d_1	Poměrná šířka kola	[-]
C_{0rad}	Statická únosnost radiální	[N]
C_{0ax}	Statická únosnost axiální	[N]
C_{rad}	Dynamická únosnost radiální	[N]
C_{ax}	Dynamická únosnost axiální	[N]
d	Převislý konec kolébky	[mm]
d_1, d_2	Roztečné kružnice pastorku a věnce	[mm]
d_{a1}, d_{a2}	Hlavové kružnice pastorku a věnce	[mm]
d_p	Průměr hřídele pastorku	[mm]
d_k	Průměr fixačního čepu	[mm]
D	Průměr brusného kotouče	[mm]
f	Vlastní frekvence	[Hz]
f_n	Otáčková frekvence	[Hz]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	[-]
F_{as}	Síla od zrychlení podélného stolu	[N]
F_h	Síla hydromotoru	[N]
F_p	Síla na pastorku	[N]
F_R	Radiální síla od ozubení	[N]
F_{Rf}	Reakční síla na fixační čep	[N]
F_t	Obvodová síla působící na roztečné kružnici	[N]
F_{ξ}	Síla od šnekové převodovky	[N]
F_x	Síla od posuvu	[N]
F_y	Radiální složka řezné síly od broušení	[N]
F_z	Tangenciální složka řezné síly od broušení	[N]
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$



G	Tíha kolébky a komponent	[N]
k	Bezpečnost svarového spoje	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]
K_H, K_F	Součinitel přídavného zařízení	[-]
L	Rozměr kolébky	[mm]
l	Délka otláčované plochy	[mm]
l_1	Délka svaru	[mm]
m	Modul	[mm]
m_k	Hmotnost kolébky a komponent	[kg]
m_s	Hmotnost stolu brusky	[kg]
M_o	Ohybový moment	[N · mm]
M_{oy}, M_{oz}	Ohybový moment v jednotlivých rovinách	[N · mm]
$M_o(x)$	Ohybový moment od vnějšího zatížení v místě řezu	[N · mm]
M_k	Kroutící moment na pastorku	[N · mm]
MKP	Metoda konečných prvků	[-]
n	Otáčky brousícího vřetena	[min ⁻¹]
N	Výkon brousícího vřetena	[kW]
p	Pracovní tlak hydromotoru	[MPa]
p_o	Napětí otláčované plochy	[N · mm ⁻²]
p_D	Dovolená hodnota napětí na otláčení	[N · mm ⁻²]
P_o	Ekvivalentní statické zatížení	[N]
r	Poloměr roztečné kružnice ozubeného segmentu	[mm]
r_f	Poloměr fixačních děr vůči ose otáčení	[mm]
R_e	Mez kluzu	[N · mm ⁻²]
R_A, R_B, R_C, R_D	Reakce v ložiskách	[N]
$R_{Ay}, R_{Az}, R_{By}, R_{Bz}$	Reakce v ložiskách v jednotlivých rovinách	[N]
s	Tloušťka svařovaného plechu	[mm]
s_o	Statický bezpečnostní faktor	[-]
S	Plocha mezikruží symetrického hydromotoru	[mm ²]
S_1	Otláčovaná plocha fixačního čepu	[mm ²]
S_2	Střížná plocha fixačního čepu	[mm ²]



S_H	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
S_F	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
u	Převodový poměr	[-]
v_c	Obvodová rychlost kotouče	$[m \cdot s^{-1}]$
VHV	Tvrдость podle Vickerse	[-]
W_o	Průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
W_k	Průřezový modul v krutu	$[mm^3]$
W_{osv}	Průřezový modul v ohybu svaru	$[mm^3]$
x	Poloměr polotovaru koule	[mm]
y	Průměr plošky	[mm]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu koncentrace napětí	[-]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
Y_ε	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
z	Vzdálenost od středu na hranu mnohostěnu	[mm]
z_1, z_2	Počet zubů	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	$[\sqrt{MPa}]$
Z_H	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	[-]
Z_R	Součinitel drsnosti boků zubů	[-]
Z_T	Poloha těžiště kolébky vůči ose otáčení	[mm]
Z_ε	Součinitel délky dotykových křivek boků zubů	[-]
α	Součinitel pro volbu pevnostní hypotézy	[-]
α_n	Úhel záběru	[°]
α_\perp	Převodní součinitel svarového spoje	[-]
σ_o	Napětí v ohybu	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{ored}	Redukované napětí v ohybu	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_D	Dovolená hodnota napětí	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{Flimb}^0	Mez únavy v ohybu	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{Hlimb}^0	Mez únavy v dotyku	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_H	Napětí v dotyku	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku	$[N \cdot mm^{-2}]$

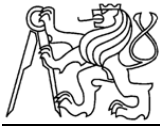


σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_F	Ohybové napětí v průřezu paty zubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	$[N \cdot mm^{-2}]$
τ_k	Napětí v krutu	$[N \cdot mm^{-2}]$
τ_{DS}	Dovolená hodnota napětí na stříh	$[N \cdot mm^{-2}]$



1 Úvod

Oblast řešení této diplomové práce je zaměřena na broušení rovinných ploch kulovitých a válcovitých vzorků při zachování rovnoběžnosti. Zkušební vzorek je zde hornina. Broušení těchto složitých ploch vyžaduje určitá specifika, aby byla dosažena požadovaná rovnoběžnost ploch a aby tyto plochy splňovaly zadané délkové a úhlové tolerance. Tato práce se zabývá návrhem a vytvořením polohovacího zařízení, které bude zajišťovat polohování vzorku pro broušení. Důvody, kvůli kterým se provádí toto konstrukční řešení jsou, že zadavatel tohoto úkolu, Geologický ústav Akademie věd České republiky, v.v.i., zkoumá pomocí ultrazvukového měřicího zařízení strukturu hornin. V současné době jsou vzorky ve tvaru koule. Při měření, kde je vysílán ultrazvukový signál přes střed koule je na kontaktu mezi snímači a vzorkem bodový styk. Pro zpřesnění měření je požadavek, aby tento styk byl plošný, tzn. vytvořit místo kulového vzorku mnohostěn s rovnoběžnými plochami a s rovnoměrným rozložením ploch po celé ploše.



2 Cíl práce

Tato diplomová práce se zabývá návrhem experimentálního zařízení pro broušení rovinných ploch zkušebních horninových vzorků. Při řešení se bude postupovat v následujících krocích. Nejprve bude provedena rešerše, kde bude vysvětlena motivace pro vytvoření tohoto zařízení. Dále bude rešerše obsahovat způsoby obrábění kamene a ukázky konkurenčních zařízení tohoto typu.

V další části budou provedeny konstrukční návrhy polohovacího zařízení s ohledem na výchozí polotovar. Z těchto variant bude pomocí vícekritériální analýzy vybrána varianta, která nejlépe splňuje zvolená kritéria. Pro zvolenou variantu budou provedeny návrhové a kontrolní výpočty.

V poslední části bude vytvořena kompletní výrobní výkresová dokumentace.



3 Úvod do problematiky

Horniny se rozdělují podle původu na vyvřelé (magmatické), usazené (sedimentární) a přeměněné (metamorfované). Charakteristiky hlavních hornin jsou v tabulce (Tab. 3-1). [9]

a) Vyvřelé horniny (magmatické)

Tyto horniny mají nejlepší technické vlastosti jako jsou vysoká pevnost, odolnost proti otěru a mají nízkou nasákavost. Jsou odolné vůči erozi, mechanickému i chemickému opotřebení. Z těchto důvodů je jejich opracování velmi náročné a drahé. Využívají se pro všechny druhy stavebních prací. Hlavními zástupci jsou žuly a granodiority. Mezi další vyvřelé horniny patří syenity, diority, diabázy a gabra. [3]

b) Usazené horniny (sedimentární)

Základními představiteli sedimentárních hornin jsou pískovce a vápence. Tyto horniny se oproti vyvřelým horninám vyznačují nižší pevností, menší odolností vůči otěru, větší nasákavostí což se negativně projeví při teplotách pod bodem mrazu. Tyto materiály jsou lépe opracovatelné. Používají se např. jako stavební a obkladový materiál. [3]

c) Přeměněné horniny (metamorfované)

V této skupině jsou vyvřelé i sedimentární horniny, které prodělaly přeměnu buď kontaktní nebo geologickou. Hlavním zástupcem je mramor, který vznikl z některých vápenců. Mramor je celistvý a lešitelný přírodní kámen. Používá se převážně k dekorativním účelům (dlažby, obklady apod.). [9]



Horšina	Objemová hmotnost [kg·m ⁻³]	Tvrdost dle Mohse	Pevnost v tlaku [MPa]	Pevnost v ohybu [MPa]	Nasákavost [%]	Obrušnost [cm ³ ·cm ⁻²]
Magnetické horniny						
žula	2600 - 2800	6-7	120 - 140	10 - 35	0,2 - 1,2	0,053 - 0,20
diorit	2700 - 3000	6-7	135 - 215	20 - 40	0,2 - 0,7	-
gabro	2800 - 3100	6-7	150 - 225	25 - 60	0,2 - 0,5	-
syenit	2500 - 2900	6-7	150 - 200	10 - 20	0,2 - 0,5	0,070 - 0,125
čedič	2050 - 3000	6	250 - 400	15 - 25	0,1 - 0,3	-
trachyt	2400 - 2900	6-7	60 - 70	-	1 - 2	-
diabas	2800 - 2980	6	120 - 220	20 - 45	0,1 - 0,8	-
porfyr, porfyrít	2550 - 2650	6-7	70 - 210	15 - 30	0,2 - 1,5	-
andezit	2450 - 2620	-	152 - 193	6	1,39 - 2,46	0,299 - 0,495
Sedimentární horniny						
pískovec	2000 - 2400	proměnlivá	30 - 80	3,8	4,0 - 8,5	2,31
vápenec	2600 - 2850	3	40 - 180	10 - 25	0,2 - 0,6	-
dolomit	2650 - 2850	3,5	100 - 200	12 - 25	0,2 - 0,6	-
břidlice	2600 - 2750	7	100 - 190	30 - 100	0,3 - 1,5	-
travertín	2420 - 2530	-	76 - 111	5	0,87 - 3,54	0,404 - 1,083
Metamorfované horniny						
rula	2650 - 2750	6-7	120 - 250	24 - 50	0,1 - 1,2	-
křemenec	2500 - 2700	7	300	-	0,5	-
amfibolit	2700 - 3100	6	170 - 280	-	0,1 - 0,4	-
mramor	2700 - 2800	3	75 - 145	12 - 26	0,2 - 1,0	0,230 - 0,628

Tab. 3-1: Fyzikální a mechanické vlastnosti hornin [3], [9], [10]



3.1 Výrobní procesy zpracování kamene

Kamenickou výrobu, podle druhu povrchu, rozlišujeme na hrubou a ušlechtilou. Je to proces při kterém získáváme z vytěžených bloků kamene, pomocí různých druhů zpracování, různé tvary a rozměry výrobků. [3]

3.1.1 Hrubá kamenická výroba

Při tomto způsobu výroby je dosažený povrch výrobku hrubý. Používané způsoby výroby jsou pomocí ručního náradí. Druhy těchto výrobků jsou lomový kámen, dlažební kostky a obrubníky. [3]

3.1.2 Ušlechtilá kamenická výroba

Výrobky zpracované touto formou výroby mají povrch řezaný, broušený nebo leštěný. Ušlechtilá kamenická výroba se provádí v kamenických dílnách a provozech. Základní pracovní operace jsou řezání, broušení, leštění a tryskání.

Rozdělení:

- a) primární řezání bloků hornin
- b) sekundární řezání bloků hornin
- c) broušení a leštění [3]

a) Primární řezání bloků horniny

V této fázi výroby převažuje výroba desek, kde se bloky hornin řežou na rámových (listových) pilách s velkým počtem listů. Hrubé desky se řežou z bloků na dělicích pilách nebo na lanových pilách. Pro řezání měkkých hornin a menších rozměrů se využívají kotoučové diamantové pily. Při řezání desek všech typů je nutné volit řezné podmínky tak, aby výsledné plochy, které se dále brousí, měly co nejlepší kvalitu povrchu. Tím se zaručí následná vyšší produktivita práce při dokončovacích operacích. [3]



b) Sekundární řezání bloků hornin

V této fázi řezání se zpracovávají desky tvrdých i měkkých hornin jakékoliv tloušťky na potřebný rozměr. Po rozřezání bloků hornin na desky různých tloušťek následuje potřeba formátování (ořezání) desek. Tato operace se provádí na formátovacích pilách (Obr. 3-1) a na kotoučových pilách. Nástroje jsou převážně řezací diamantové kotouče. V tabulce (Tab. 3-2) jsou základní řezné podmínky pro řezání hornin. [3]

Parametr řezání	Kategorie řezatelnosti horniny				
	1-2	2-3	4-5	6-8	9
	Vápenec, travertíny	Mramory, dolomity	Čediče, labradority	Žuly, syenity	Tvrdé žuly, křemence
Řezná rychlost [m/s]	35 - 50	30 - 40	25 - 35	25-30	20-35
Hloubka řezu [mm]	20 a více	20 a více	40 - 100	25-40	20-30
Rychlost posunu [m/min]	0,3 - 3	0,1 - 2	0,4	0,4-1	0,3-0,8
Výkon řezání [cm ² /min]	1200-1500	800-1000	250-450	150-250	100-150

Tab. 3-2: Řezné parametry pro řezání hornin [3]

Formátovací pila CARBO 6, KASPE

Tato mostová pojízdná pila (Obr. 3-1) je určena ke zpracování přírodních materiálů (žula, mramor, pískovec). Nástroj je zde kotouč o průměru 350 mm až 630 mm. Slouží pro formátování desek a řezání stavebních dílů. Technické parametry jsou uvedeny v tabulce (Tab. 3-3). [4]



Průměr kotouče	350 - 360 mm
Výkon hlavního motoru	11 - 15 kW
Posuv mostu	3600 mm
Rychlost posuvu mostu	0,5 - 6 m/min
Max. tloušťka materiálu pro kotouč o průměru 630 mm	200 mm
Vnitřní rozměr kotouče	50 - 60 mm
Posuv suportu	3500 mm
Rychlost posuvu suportu	0,5 - 12 m/min
Max. výška zdvihu	510 mm
Naklápění suportu	0 - 47°
Hmotnost stroje	2500 kg

Tab. 3-3: Technické parametry pily CARBO 6 [4]



Obr. 3-1: Formátovací pila CARBO 6 od firmy KASPE [4]

Zkracovací pila CARBO 4, KASPE

Tato pila je určena ke zpracování přírodních materiálů stejných jako formátovací pila. Lze zde použít nástroj o průměru 350 až 400 mm. Velmi dobrá přesnost řezu a životnost stroje je výsledkem konstrukce z velmi tuhých ocelových profilů. Zkracovací pila je zobrazena na obrázku (Obr. 3-2) a technické parametry jsou v tabulce (Tab. 3-4). [4]



Průměr kotouče	350 - 400 mm
Výkon hlavního motoru	4,5 kW
Max. rozměr materiálu	Výška 100 mm, délka 500 mm
Vnitřní rozměr kotouče	30 mm
Posuv suportu	1300 mm
Naklápění motoru	0 - 47°
Hmotnost stroje	3100 kg

Tab. 3-4: Technické parametry pily CARBO 4 [4]



Obr. 3-2: Zkracovací pila CARBO 4 od firmy KASPE [4]

c) Broušení a leštění

Další operací při zpracování kamene je broušení nařezaných desek. Broušení ploch se provádí na brusných ramenech osazené diamantovými brusnými kotouči. Druhou možností je broušení ploch ocelolitinovými kotouči za použití suspenze brusného zrna a vody. [3]

Proces leštění kamene je operace, která slouží pro zaleštění povrchu po předchozím hrubém řezání. Leštící hlavy, které jsou vybaveny speciálními leštícími nástroji vykonávají krouživý a kyvný pohyb. Potřebný pohyb pro leštění se liší podle druhu kamene. Například pro mramor se využívá krouživý pohyb, ale pro žulu se k tomuto pohybu připojí ještě pohyb kyvný. [5]



3.2 Brousící stroje

Stroje, které slouží pro broušení hornin, jsou brousící ramena a stranové brusky. V této kapitole jsou uvedeni představitelé těchto strojů a jejich parametry. Dále jsou zde uvedeny brusky na broušení rovinných ploch jako možná alternativa pro brusku ZVL-BRH 20A (Obr. 3-3), kterou disponuje zadavatel. Je předpoklad, že na této brusce bude tato práce realizována. Její parametry jsou v tabulce (Tab. 3-5).



Obr. 3-3: Bruska ZVL BRH 20A [2]



Technické parametry	
Upínací plocha stolu	200 x 630 mm
Největší délka broušení	630 mm
Maximální vzdálenost osy vřetena od stolu	525 mm
Maximální průměr kotouče	250 mm
Průměr brusného vřetena	50 mm
Upínací kužel brusného vřetena	1:5
Půdorysná plocha	2700 x 1500 mm
Maximální výška stroje	2240 mm
Hmotnost stroje	2000 kg
Rychlost podélného regulovatelného pohybu	1 - 30 m/min ⁻¹
Otáčky brusného vřetena	2 670 min ⁻¹
Výkon motoru	1,5 kW

Tab. 3-5: Technické parametry brusky ZVL BRH 20A [20]

3.2.1 Brousící a frézovací ramena

Brousící rameno BR 100F, KASPE

Tento stroj (Obr. 3-4) je určen pro broušení, frézování a vrtání různých druhů výrobků i materiálů. Lze jej použít pro broušení rovinných ploch, bočních ploch a hran. Dále je stroj vybaven hydraulickou aretací, která je nutná například u vrtání. Technické parametry tohoto stroje jsou v tabulce (Tab. 3-6). [4]

Výrobce	KASPE
Typ	BR 100F
Výkon frézovacího a brousícího motoru	7,5 kW
Otáčky vřetene	200 - 2500 min ⁻¹
Zdvih vřetene	pneumatický
Zdvih ramene	750 mm
Hmotnost stroje	2 600 kg

Tab. 3-6: Technické parametry stroje BR 100F [4]



Obr. 3-4: Broušící a frézovací rameno BR 100F [4]

Broušící rameno EMR-BG, EURO MASIV

Toto robustní broušící rameno je určeno k broušení a vrtání dílů. Je vybaveno dvěma vřeteny, pneumatickým přitlakem, hydraulickou brzdou a plynulou regulací otáček. Celé broušící rameno je vyrobeno z konstrukčních profilů. [6]



Obr. 3-5: Broušící rameno EMR-BG [6]



Brousící motor má výkon 5,5 kW a vrtací 2,6 kW. Otáčky brousícího vřetene jsou v rozmezí 500 - 11 000 min^{-1} . Zdvih brousícího vřetene ve vertikální Z-ose může být vyvozen pomocí pneumatického pohonu, nebo ručně pomocí páky, viz. obrázek (Obr. 3-5). Zdvih celého ramene ve vertikálním směru je 900 mm. [6]

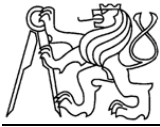
3.2.2 Brusky na broušení ploch

SPA 14/41 HP W K, KASPE

Tato bruska (Obr. 3-6) je určena pro broušení desek z přírodního materiálu. Je v provedení tzv. půlportálu. Dále je tato bruska vybavena automatickou výměnou nástrojů. Brusný suport je vyroben z ocelového svařence a je uchycen na kruhovém vedení s kluznými ložisky. Robustní mostová konstrukce je z oceli a tvoří tuhý rám pro broušení kamene. Brusný tlak je zde vyvozen pneumaticky a lze ho plynule regulovat. Hlavní brusný motor má výkon 15 kW a otáčky pracovního vřetene jsou 380 min^{-1} nebo 620 min^{-1} . Rychlost posuvu suportu i mostu je 0 - 15 $\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$. Zdvih brusné pinoly je 250 mm. [4]



Obr. 3-6: Bruska SPA 14/41 HP W K na broušení desek [4]



Bruska na broušení ploch FSG-H/B 2460 CNC, CHEVALIER

Tato bruska (Obr. 3-7) pro broušení rovinných ploch je možnou alternativou pro brusku ZVL BRH 20A (Obr. 3-3). Tento stroj má velmi tuhou litinovou konstrukci. Bruska se vyznačuje velkou přesností, která je zaručena valivým lineárním vedením a kuličkovými šrouby. [7]



Obr. 3-7: Bruska FSG-H/B 2460 CNC [7]

Mezi hlavními parametry této brusky je výkon motoru brousícího vřetene, který je 11 kW. Otáčky vřetene jsou 1400 min^{-1} . Rychlost posuvu brousícího vřeteníku je v rozmezí $0 - 0,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a podélný posuv má rychlost $3 - 25 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální vzdálenost stolu od osy vřetena je 850 mm. Rozmezí posuvu v Z-ose je $0 - 680 \text{ mm}$ a v podélné ose v rozmezí $0 - 1600 \text{ mm}$. Největší možná broušená délka je 1500 mm. Upínací plocha stolu je $600 \times 1500 \text{ mm}$. Hmotnost stroje je 8100 kg. [7]

Bruska na broušení rovinných ploch FS - 420 - SD, LAGUN MACHINE TOOL

Tato bruska pro broušení rovinných ploch FS-420-SD (Obr. 3-8) je další možnou alternativou místo brusky ZVL BRH 20A (Obr. 3-3). Upínací plocha stolu je $600 \times 200 \text{ mm}$. Maximální zatížení stolu je 150 kg. Podélný posuv stolu je zde realizován pomocí hydraulického pohonu. Rychlost posuvu tohoto stolu je $2 - 28 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Vzdálenost plochy stolu od osy vřetena je $90 - 415 \text{ mm}$. Vertikální pohon osy z je zde vyřešen pomocí



elektromotoru a kuličkového šroubu a jeho rychlost je $3 - 25 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Hlavní motor brousícího vřetene má výkon 2 kW . Otáčky vřetene jsou 2800 min^{-1} . [8]



Obr. 3-8: Bruska FS - 420 - SD na broušení rovinných ploch [8]

Stranová bruska EMB - 32 CNC, EURO MASIV

Tento stroj (Obr. 3-9) je určen pro broušení rovných a zaoblených hran. Dále je tato bruska vybavena automatickou výměnou nástrojů. Maximální délka hrany, kterou lze brousit, je zde 3 až $3,5 \text{ m}$ a maximální broušená tloušťka je 110 mm . Výkon hlavního brousícího vřetene je 3 kW . Pracovní rychlost, se kterou může stroj pracovat je v rozmezí $0,2 - 50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Zásobník na výměnu nástrojů má prostor pro 8 nástrojů o průměru $100 - 130 \text{ mm}$. [6]



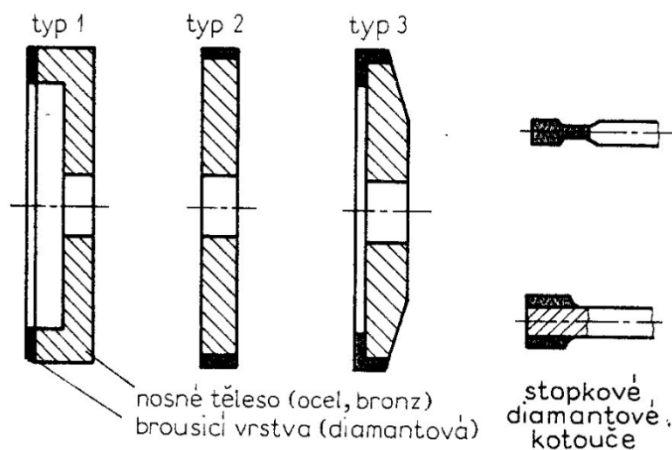
Obr. 3-9: Stranová bruska EMB - 32 CNC [6]



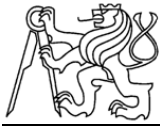
3.3 Brusné kotouče

Pro broušení kamene se nejvíce používá diamant, hlavně syntetický, který nahrazuje velmi drahý přírodní diamant. Fyzikální a chemické vlastnosti jsou skoro stejné. Použití diamantu je při broušení kamene výhradně ve formě pevného brusiva. [3]

Diamantové brousící kotouče se skládají z nosného tělesa a brusné vrstvy, která obsahuje diamantový prach viz. obrázek (Obr. 3-10). Brusná vrstva vždy obsahuje diamantový prach a pojivo. Nejčastěji používaná pojiva jsou buď kovová, organická nebo pryžová. Při obrábění kamene se nejvíce používá pojivo kovové. [11]

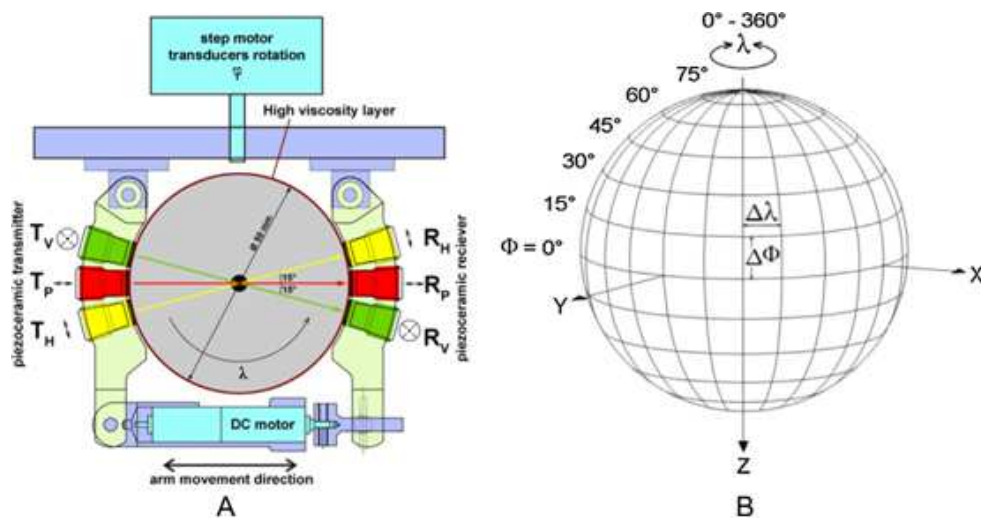


Obr. 3-10: Diamantové brousící kotouče [11]



4 Měření elastických vlastností hornin

Zkušební vzorek je hornina, u které se určují rychlosti šíření elastických vln. Tyto rychlosti jsou důležité pro popis elastické anizotropie zkoumaných hornin. Kvůli tomuto popisu byla zkonstruována vysokotlaká aparatura, jejíž měřicí hlava (Obr. 4-5) slouží pro měření podélných a příčných vln na sférických vzorcích ve 132 závislých směrech rovnoměrně rozložených po celé ploše koule. Toto měření lze provádět při atmosférickém tlaku nebo při hydrostatickém tlaku až 100 MPa pro simulování podmínek v horninovém masivu. Rychlost je měřena pomocí dvojice senzorů vysílající podélné vlny (T_P/R_P) a dvou párů senzorů střížné vlny (T_V/R_V , T_H/R_H) s vertikální a horizontální polarizací. Měření jsou slouží k vyšetřování systémů mikrotrhlin a uspořádání vnitřní skladby horniny. Vzorky hornin jsou např. křemence, ruly, migmatity a další typy hornin s rozdílnými pevnostmi. Na obrázku (Obr. 4-1) je vidět schéma měřicí hlavy a dále je vyobrazena pravidelná síť měřících bodů. [1]



Obr. 4-1: Měřicí ultrazvukové zařízení [1]



4.1 Výroba polotovaru - současný stav

Polotovar tvaru válce se získá z bloku horniny pomocí dutého vrtáku (Obr. 4-2). Dutý vrták má na vnitřním průměru diamantové segmenty, které vytvoří průměr polotovaru. Následně se na zkracovací pile (Obr. 3-2) polotovar zarovná na požadovanou délku. [2]



Obr. 4-2: Diamantový dutý vrták [13]

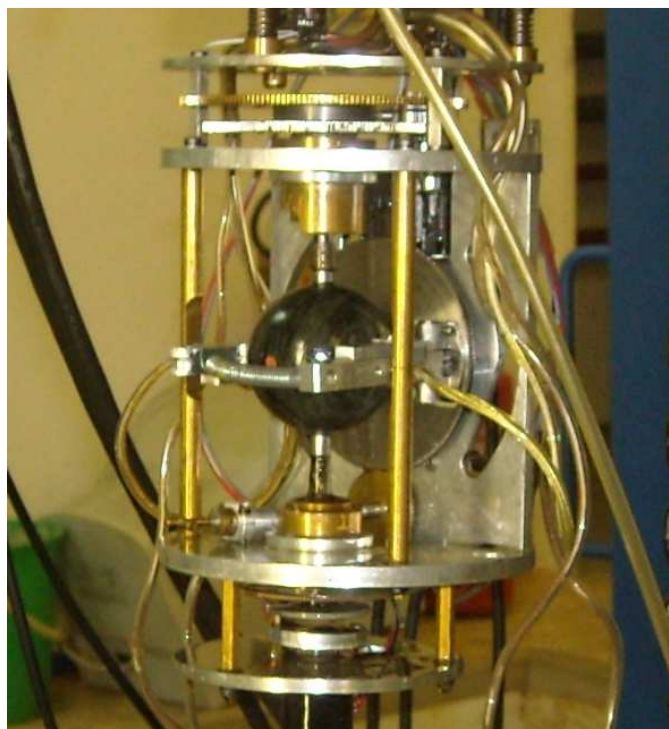
Výroba polotovaru koule vychází z polotovaru válce. Dalším postupem při zpracování polotovaru je vrtání ve dvou směrech kolmo na osu válce. Vznikne hrubý mnohostěn, který se na kotoučové brusce zahladí. Tuto část lze považovat za hrubovací. V dalších částech postupu už se musí koule měřit, aby se docílilo požadovaného rozměru. Hrubý mnohostěn, se ručně pokládá do rotující půlkruhové formy (Obr. 4-3), která je vysypaná diamantovým prachem. V této fázi získá mnohostěn již tvar koule. V poslední části se tato koule vloží do zařízení (Obr. 4-4), které má proti sobě dvě rotující formy, opět vysypané diamantovým prachem. Zde se koule brousí, dokud nedosáhne výsledného rozměru. [2]



Obr. 4-3: Rotující forma [2]



Obr. 4-4: Zařízení s rotujícími formami [2]



Obr. 4-5: Měřicí zařízení [2]

4.2 Motivace

Při měření sférického vzorku mají snímače bodový dotek. Pro vysílání podélných P-vln to je dostačující, ale pro smykové S-vlny je žádoucí, aby byl tento styk plošný (pro lepší přenos energie střižné složky pohybu). Proto je snaha o vytvoření mnohostěnu, který by měl po své ploše co nejvíce rovnoměrně rozložených, navzájem na sebe rovnoběžných a symetricky, přes střed umístěných ploch, ve vzdálenosti 50 mm od sebe. Úhlová přesnost ploch je požadována $\pm 1^\circ$ a rozměrová přesnost ploch $\pm 0,1$ mm. Tato úvaha vedla k tomu, aby se vytvořilo polohovací zařízení, které by buď samo tento mnohostěn z koule nebo válce vyrobilo, nebo by se připojilo k obráběcímu stroji, na kterém by se vzorek obrobil. Od zadavatele je možnost obrobit tyto plošky na rovinné brusce ZVL BRH 20A (Obr. 3-3) nebo vytvořit samostatné jednoúčelové zařízení.

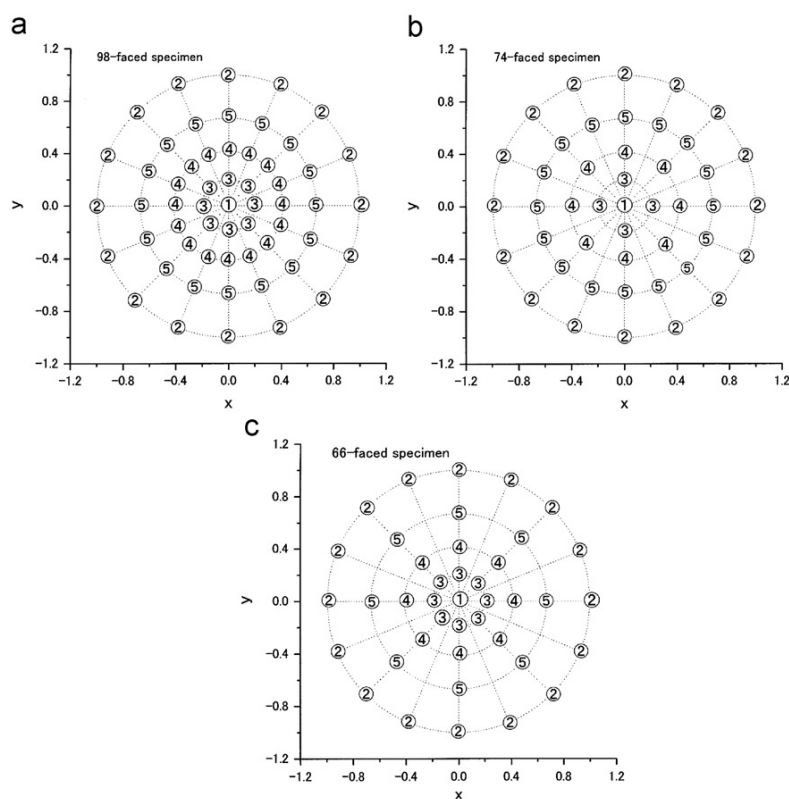


4.3 Řešení polohovacích zařízení

V této kapitole jsou uvedena dostupná řešení způsobu výroby mnohostěnu z horniny.

4.3.1 Řešení polohovacího zařízení od Yoshitaka Nara, JAPONSKO

Tento přípravek slouží pro broušení plošek na vzorku. Polotovár, ze kterého se vychází, je válec. Zkoumaná hornina je v tomto případě žula. Jsou zde ukázány tři typy vzorků lišící se počtem plošek. Finální vzorek je buď 98, 74 nebo 66-ti stěn.. Jejich rozložení je vidět na obrázcích (Obr. 4-6 a Obr. 4-8). [12]



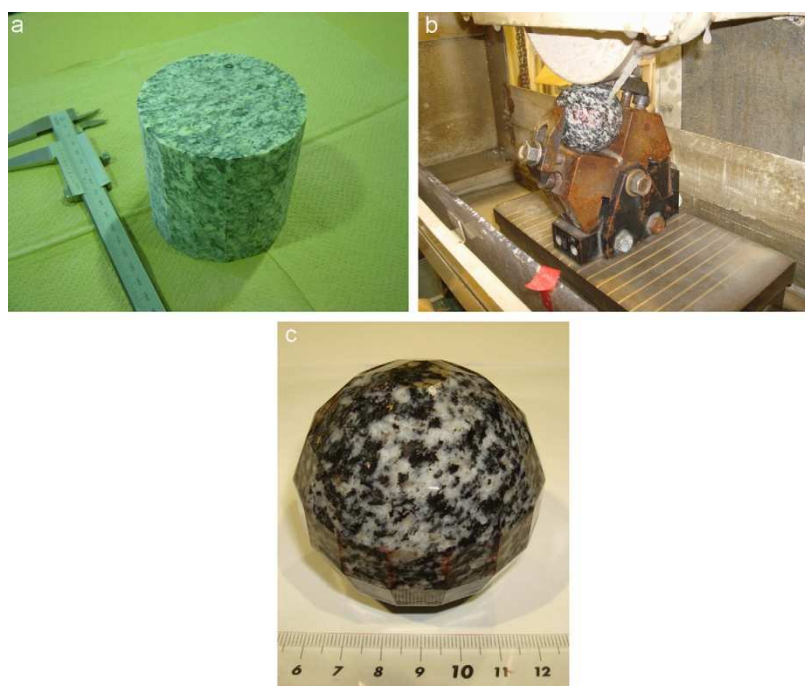
Obr. 4-6: Rozložení ploch na vzorku [12]

Přípravek je připnut na stůl brusky pro broušení rovinných ploch. Z obrázku (Obr. 4-7) je patrné, že přípravek má masivní ocelový základ, ve kterém se na čepu natáčí kolébka, kterou lze zpevnit v určité poloze pomocí šroubů. Tímto je vyřešena jedna natáčecí osa, která je nutná k vytvoření plošek na vzorku. Natáčení v druhé ose je zde

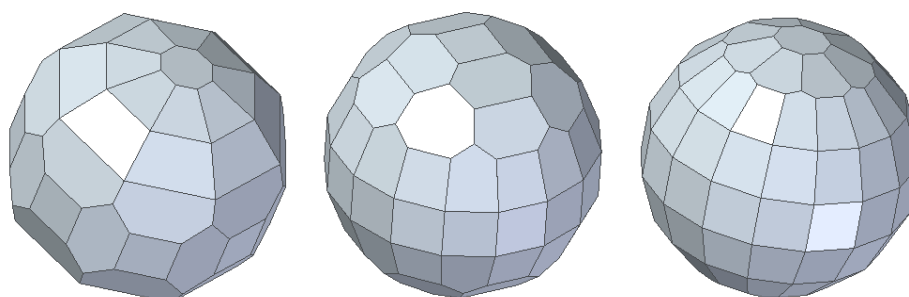


ruční. Po obrobení jedné plošky je vzorek ručně pootočen a zpevněn pomocí dvou upínek. Poloha je zde určena dvěma kolmými stěnami, na které se vzorek dorazí a poté zpevní. [12]

Postup vytváření ploch je následující. Nejprve se válec zarovná na délku 65 mm. V další části se vytvoří 16 ploch po obvodu válce po $22,5^\circ$ v celé jeho délce. Tímto prvním postupem byl vytvořen tzv. "rovník". Následně se zařízení natočí o určitý úhel a postupným ručním otáčením vzorku se vytvoří plošky v dalším patře. Toto se postupně provede pro obě polokoule. Počty plošek i úhel natočení se pro jednotlivá patra liší podle toho, jaký výsledný počet plošek chceme (viz Obr. 4-6). [12]



Obr. 4-7: Polohovací zařízení, výchozí a finální vzorek [12]

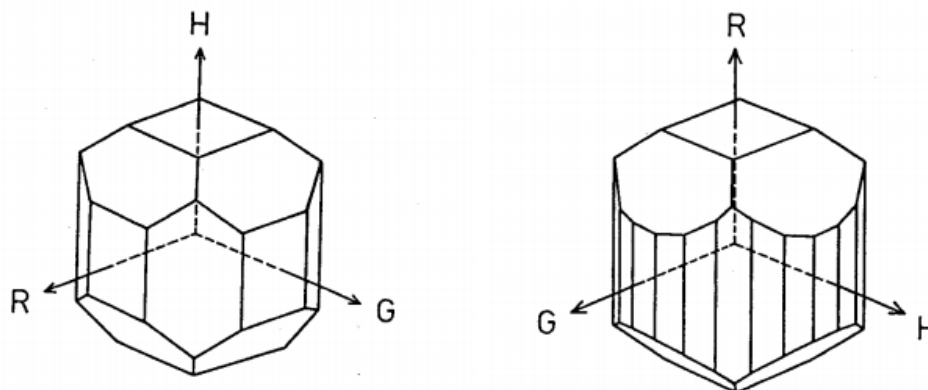


Obr. 4-8: Mnohostěny - 66, 74 a 98 ploch



4.3.2 Mnohostěn od Osama Sana, JAPONSKO

V této studii jsou zkoumány mnohostěny, které mají 18 a 34 ploch. Mnohostěn s 18 plochami má mezi rovnoběžnými ploškami přes střed vzdálenost 40 mm a mnohostěn s 34 plochami má tuto vzdálenost 55 mm. Mnohostěny jsou vidět na obrázku (Obr. 4-9). Zařízení, na kterém se tyto mnohostěny vyráběly, není v této studii popsáno. [14]

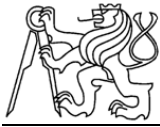


Obr. 4-9: Mnohostěny - 18 a 34 ploch [14]

4.4 Poznatky z případové studie a rešerše

Z poznatků z rešerše a dostupných zdrojů k této problematice lze konstatovat, že řešení tohoto principu bylo nalezeno pouze jedno a to řešení od Yoshitaky Nary z Japonska. Tato metoda spočívá v tom, že válcový polotovár přesné délky je ručně upnut dvěma upínkami v masivní kolébce, která zajišťuje natáčení polotovaru. Otáčení obrobku je prováděno ručně po uvolnění upínek.

Ve všech navrhovaných variantách bude uvažováno jako technologie zpracování kamene metoda broušení, protože při obrábění touto metodou je ubírána malá tříška a nástroj (brusný kotouč) je mnohobřítý, což zaručuje nejmenší zatěžování obrobku. Pro broušení kamene je nejvhodnější použití diamantového brusného kotouče.



5 Návrh konstrukce polohovacího zařízení

Konstrukční návrhy polohovacího zařízení musí splňovat následující parametry. Parametry zkušebního vzorku jsou následující:

- Rovnoměrné rozložení vzájemně rovnoběžných plošek
- Vzdálenost dvou rovnoběžných plošek přes střed 50 mm
- Minimální rozměr plošky umožňující vepsat kružnici o průměru 5 mm
- Tolerance délkových rozměrů $\pm 0,1$ mm
- Tolerance úhlových rozměrů $\pm 1^\circ$

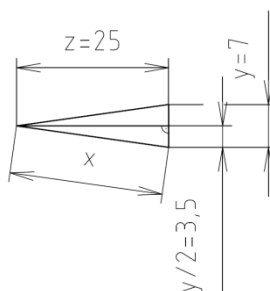
Nároky na návrhy polohovacího a upínacího zařízení:

- Jednotlivé návrhy zařízení mechanické, mechanické s přípravou pro možnou automatizaci nebo automatické

Na počátku konstrukce tohoto zařízení bylo zvažováno, jaký mnohostěn by měl vzniknout. Tím je myšleno, z jakého polotovaru by měl být vyroben. Jaký bude ideální počet ploch v závislosti na velikosti plošky v rozměru snímače, který bude na tuto plochu dosedat, výrobitelnosti a volby výchozího polotovaru. Volba výchozího polotovaru je důležitá z toho důvodu, že při volbě koule je pro broušení lepší, že vrstva odebíraného materiálu je malá, ale na druhou stranu proces vyrobení sférického polotovaru z bloku horniny je složitý a zdoluhavý. Další nevýhodou sférického polotovaru je jeho upínání a následné polohování. Při volbě polotovaru tvaru válce je to naopak. Proces získání polotovaru je zde oproti kouli jednodušší, ale naopak vrstva odebíraného materiálu je několikanásobně větší. Další výhodou válcovitého polotovaru je jeho upínání, kde je více možností pro pevnější a bezpečnější upnutí. Byly vytvořeny modely mnohostěňů z polotovarů tvaru válce i koule s různými počty ploch, aby se dalo zjistit, jaký počet prvků bude dostatečný z hlediska velikosti plošky. U polotovaru tvaru koule je sledovaným parametrem průměr plošky a u polotovaru tvaru válce průměr vepsané kružnice do nejmenší plochy. Tyto počty ploch v závislosti na velikosti plošky jsou vidět v tabulkách (Tab. 5-1 a Tab. 5-2).

Rozměr polotovaru

Pro zjištění potřebné velikosti polotovaru tvaru koule se musí vycházet z velikosti obrobenej plošky. Poté se potřebný poloměr dopočte podle vzorce (1). Výpočet vychází z jednoho vyjmutého segmentu (Obr. 5-1), kde vzdálenost plošky od středu je 25 mm. Ploška pro kterou je výpočet prováděn je o průměru 7 mm. Dále byl pomocí pravoúhlého trojúhelníku, který v segmentu vznikl, dopočten potřebný poloměr a následně průměr polotovaru.



Obr. 5-1 Vyjmutý segment pro výpočet poloměru polotovaru

$$x^2 = y/2^2 + z^2 \quad (1)$$

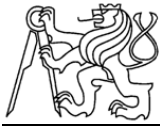
$$x = \sqrt{3,5^2 + 25^2}$$

$$x = 25,24 \text{ mm}$$

Z toho plyne, že potřebný průměr polotovaru koule pro tuto plošku je $\varnothing 50,48 \text{ mm}$. Další hodnoty průměrů spolu s počty plošek jsou v tabulce (Tab. 5-1) .

		Počet plošek	Průměr koule (polotovaru) [mm]	Vzdálenost přes průměr rovnoběžných ploch [mm]
Průměr plošek [mm]	$\varnothing 3$	380	$\varnothing 50,08$	50
	$\varnothing 4$	300	$\varnothing 50,16$	50
	$\varnothing 5$	250	$\varnothing 50,25$	50
	$\varnothing 7$	158	$\varnothing 50,48$	50

Tab. 5-1: Počty plošek polotovaru tvaru koule

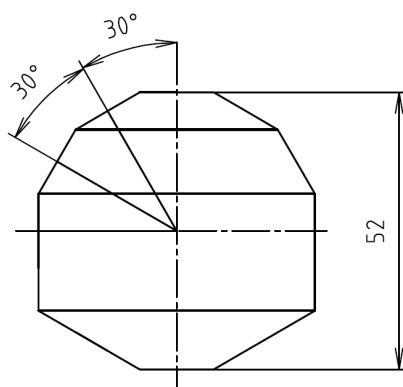


V případě použití polotovaru válce byly uvažovány možné nerovnosti jeho povrchu. Poté co byl vyříznut z bloku horniny, již dále nebyl opracován, jeho průměr byl zvolen 52 mm u všech mnohostěnů s různými počty plošek (Tab. 5-2).

		Počty plošek	Průměr válce (polotovaru) [mm]	Vzdálenost přes průměr rovnoběžných ploch [mm]
Průměr vepsané kružnice do plošky [mm]	Ø2,2	358	52	50
	Ø2,5	334	52	50
	Ø3,1	326	52	50
	Ø3,3	302	52	50
	Ø3,8	278	52	50
	Ø4,2	254	52	50
	Ø5	202	52	50
	Ø5,7	182	52	50
	Ø6,3	174	52	50
	Ø6,5	150	52	50

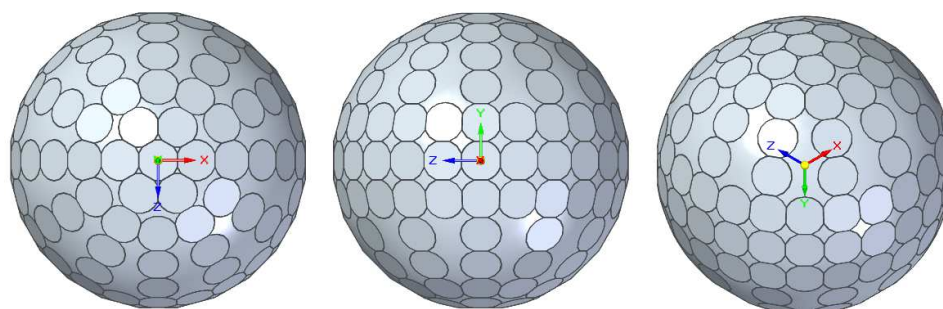
Tab. 5-2: Počty ploch pro polotovar tvaru válec

Při vytváření plošek pomocí broušení, kde je polotovarem válec, lze předpokládat, že vrstva odebíraného materiálu bude velká. Z toho plyne, že čas, který bude potřeba na broušení, bude dlouhý. Z toho důvodu byl vytvořen návrh na předhrubování válce (Obr. 5-2). Toto předhrubování by bylo prováděno na brusce na kulato, která má výklopný stůl v rozmezí 0 - 90 °.

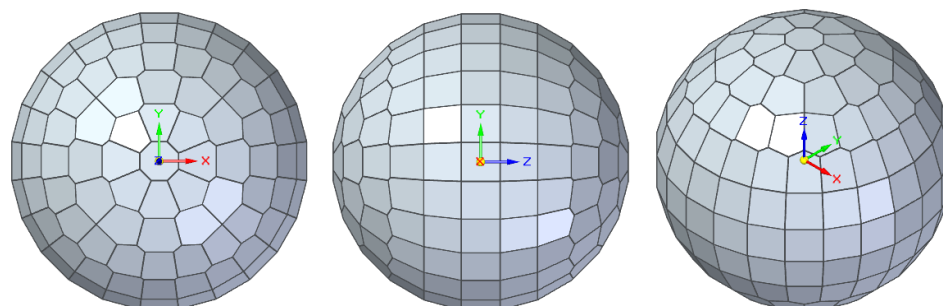


Obr. 5-2 Možnosti před hrubování

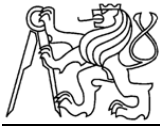
Pro názornost uvádím, jak vypadá mnohostěn vytvořený z koule (Obr. 5-3) a z válce (Obr. 5-4). Přičemž oba dva modely mají rozložení plošek po 15° v obou směrech rotace x a z . Rozdíl je v tom, že u polotovaru tvaru koule jsou některé plochy vynechány z důvodu, aby netvořily průniky s ostatními ploškami. U mnohostěnu, který je vytvořený z polotovaru tvaru válce jsou plochy rovnoměrně rozloženy po celé ploše.



Obr. 5-3: Mnohostěn z polot. tvaru koule s rozložením ploch po 15° v osách rotace x a z



Obr. 5-4: Mnohostěn z polot. tvaru válce s rozložením ploch po 15° v osách rotace x a z

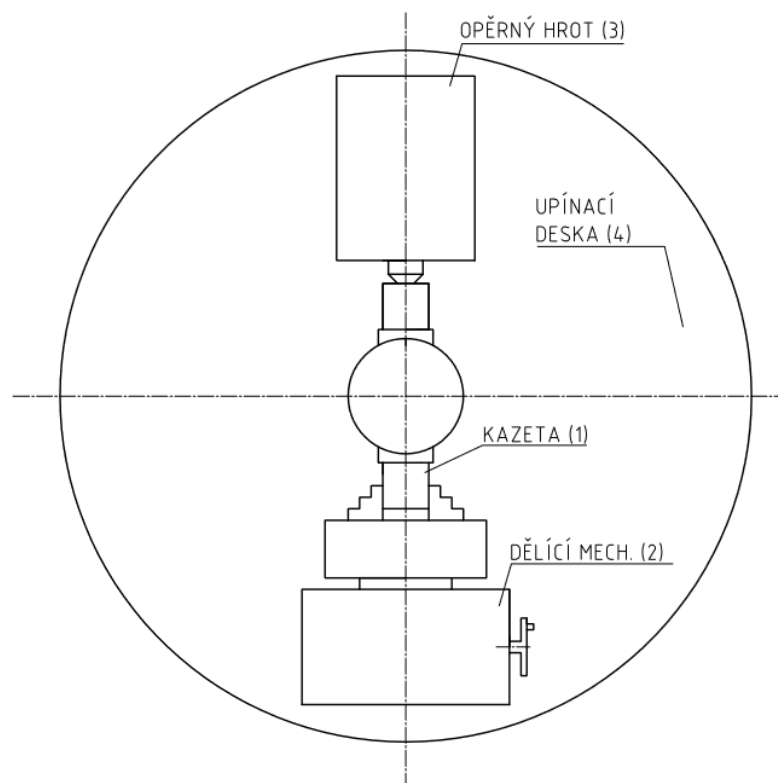


Tato práce se bude zabývat dvěma hlavními směry konstrukce zařízení pro broušení rovinných ploch zkušebních vzorků:

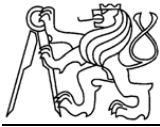
- Polohovací a upínací zařízení, které bude použito jako přídavné zařízení pro brusku ZVL BRH 20A pro broušení mnohostěnu.
- Jednouúčelové zařízení, které by obsahovalo upínací zařízení s polohováním a brusné vřeteno s kruhovou dráhou pro vytvoření potřebného rádiusu a se zpevněním v dané úhlové poloze.

5.1 Varianta č. 1

Tato varianta (Obr. 5-5) spadá do první kategorie, což znamená, že je to upínací a polohovací zařízení pro brusku na broušení rovinných ploch ZVL BRH 20A. Toto zařízení je mechanické, je to tzv. "kazetový způsob".



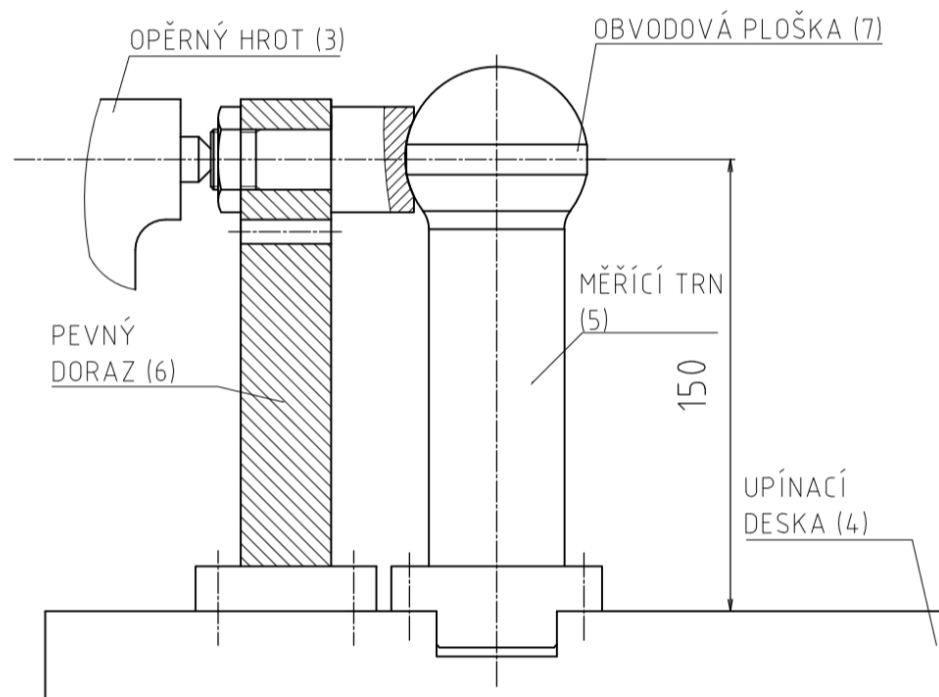
Obr. 5-5: Uspořádání návrhu č. 1



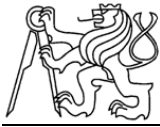
Kazetový způsob proto, že koule se na speciální přípravku upne do kazety (1), následně je vsazena do zařízení a poté se brousí. Samotné zařízení se skládá z otočného stolu, který je upnut na stole brusky. Na tomto stole je přesně broušená deska (4) s připojovacími otvory pro všechny komponenty, které na ní budou upnuty a zároveň, aby ji bylo možné připnout k otočnému stolu. Na desce je připevněn dělicí mechanismus se sklíčidlem (2) a opěrný hrot (3). Při broušení se kazeta opře do hrotu a poté upne ve sklíčidle. Vytvoření plošek se docílí tím, že otočný stůl vytváří jednu polohovací osu a dělicí mechanismus druhou. Pro vytvoření všech plošek na kouli je nutné provést dvě upnutí.

Popis ustavení měřícího trnu

Ustavení polohy (Obr. 5-6) na upínací desce (4), která je připevněna pomocí šroubů na otočném stole, je realizováno pomocí měřícího trnu (5). Měřící trn s koulí, která má na svém rovníku broušenou plošku (7) po celém obvodu, je připevněn šrouby do lícovaného otvoru v upínací desce o průměru 40 H7. Otáčením stolu se vyrovná házení na plošce, vyrovnáním celé desky vzhledem k otočnému stolu se zajistí, že střed koule bude ve středu otáčení stolu.



Obr. 5-6: Ustavení měřícího trnu

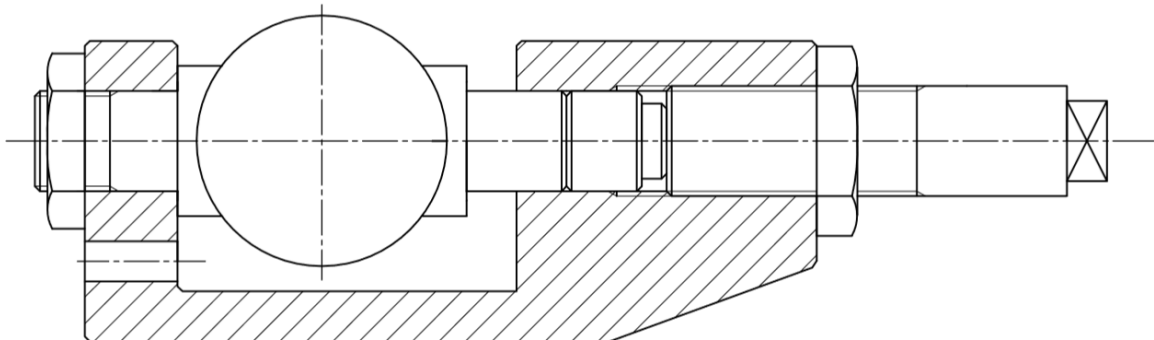


Ustavení dalších komponentů

Celé zařízení se dále skládá z pevného dorazu (6), opěrného hrotu (3) a dělicího mechanismu (2). Výška osy koule nad upínací deskou byla zvolena 150 mm v souladu s opěrným hrotem a dělicím mechanismem. Všechny komponenty jsou v jedné ose.

Postup při broušení plošek

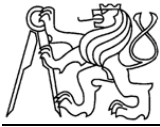
Broušení plošek je prováděno tak, že je koule upnuta v upínací kazetě (Obr. 5-7). Kazeta je vložena do upínacího zařízení, kde zamezení axiálního posuvu zajišťuje pevný doraz s opěrným hrotem. Při broušení plošek se využije maximální natočení kazety v obou směrech. Druhou osu natáčení zajišťuje otočný stůl. Výchozí polohu kazety zajišťuje aretační kolík. Tato poloha je nutná pro přepnutí koule do identické upínací kazety v kolmém směru a následném opětovném upnutí do zařízení pro dobroušení zbývajících plošek.



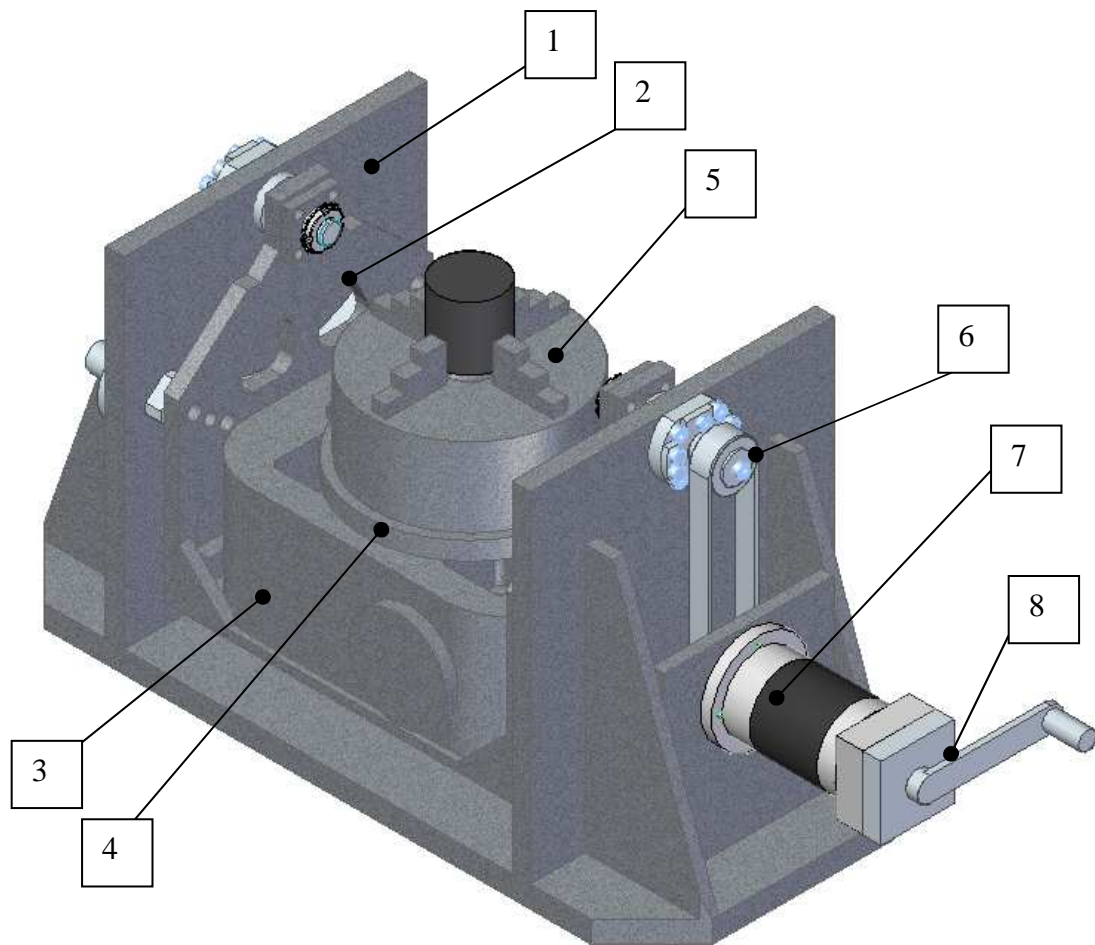
Obr. 5-7: Kazeta

5.2 Varianta č. 2

Druhá varianta (Obr. 5-8) spadá rovněž do první kategorie rozdělení návrhů. Je to polohovací a upínací zařízení pro brusku na broušení rovinných ploch ZVL BRH 20A. Tento návrh je rovněž mechanický, ale s přípravou pro možnou automatizaci. Tento návrh je v podstatě "kolébka" jako 4. a 5. přídatná osa u obráběcího stroje. Tato kolébka je vidět na obrázku (Obr. 5-8). Skládá z tělesa polohovacího zařízení (1) a z natáčecí kolébky (2),

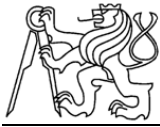


která se v tomto tělese natáčí do potřebných úhlových pozic. Na kolébce je upevněn otočný stůl (3), na kterém je připevněna příruba pro sklíčidlo (4) a čtyř čelist'ové sklíčidlo (5). U sklíčidla jsou využity měkké čelisti, kvůli menší deformaci hornin. Natáčení kolébky v tělese je vyvozeno přes ozubený řemen (6) a planetovou převodovku (7) s manuální pákou (8). Otáčení druhého směru je pomocí otočného stolu přes manuální kolo. Zde je možnost předělat toto zařízení na řízené, páka se nahradí řízeným servomotorem a manuální otočný stůl se nahradí řízeným.



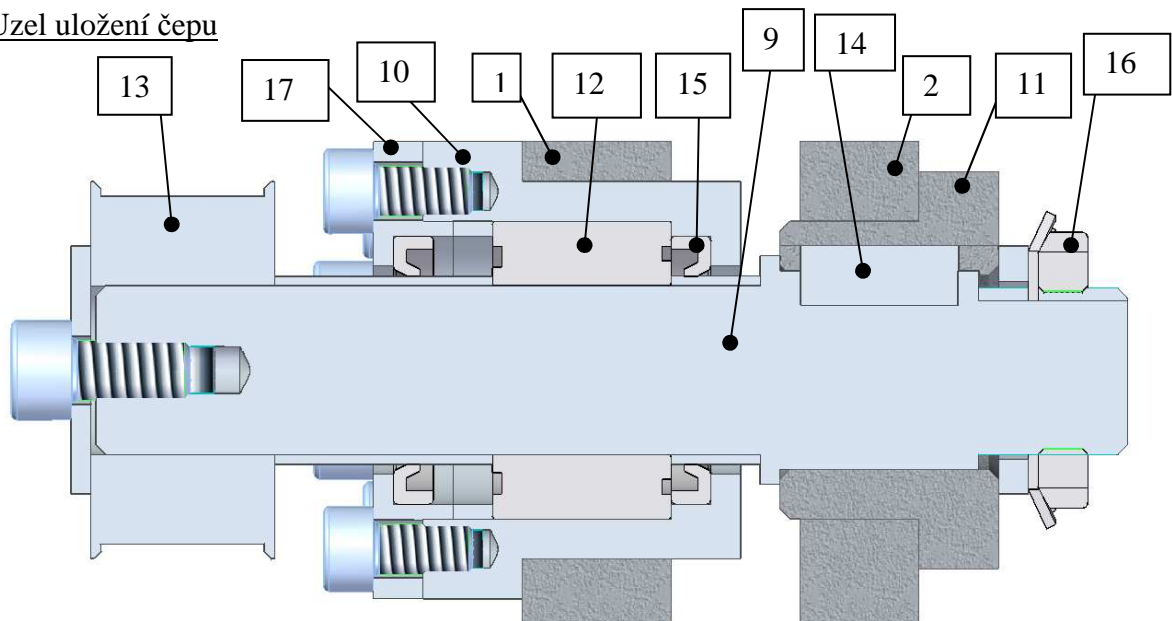
Obr. 5-8: Polohovací zařízení - návrh č. 2

Tato metoda je pro vytváření mnohostěnu z polotovaru tvaru válce. Mnohostěn je buď vytvořen z plného válce nebo z předhrubovaného (Obr. 5-2). Pro samotné broušení je důležité, aby střed válce nebo již před hrubovaného tvaru byl ve středu otáčení kolébky v tělese. Proto střed koule je nastaven na přesný rozměr od povrchu kolébky. Při samotném



broušení má sklíčidlo uvnitř nastavený doraz, aby byla definovaná poloha při otočení válce a dobroušení druhé polokoule. Při každé pozici je důležité zpevnění v dané poloze. Otočný stůl je vybaven aretačí polohy. Pro úplné zpevnění je nutné aretovat ještě natáčení kolébky v tělese. To je zde realizováno pomocí šroubů přes segment, který vymezí vůli mezi kolébkou a tělesem.

Uzel uložení čepu

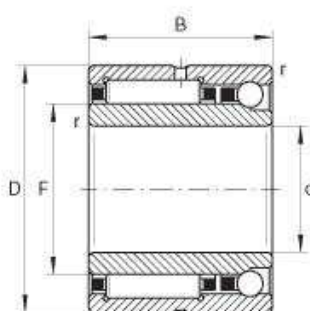


Obr. 5-9: Uzel uložení čepu

Uložení čepu (Obr. 5-9) do tělesa kolébky a natáčecí kolébky je realizováno tak, že celé uložení v pouzdru (10) se sestaví mimo zařízení. Na čep (9) jsou postupně nasazovány komponenty: distanční kroužek a poté ložisko (12) typu NKIA59. Ložisko NKIA59 s vnitřním průměrem 17 mm (Obr. 5-10) je radiálně-axiální pro zachycení obou směrů sil. Pro zachycení radiální sil jsou v ložisku jehličky a pro axiální síly kuličky s kosoúhlým stykem. Poté se nasunou distanční kroužky na horní i spodní kroužek ložiska. Následně se horní distanční kroužek stáhne pomocí šroubů víkem (17), ve kterém je hřídelový těsnící kroužek (15). Spodní distanční kroužek je stažen přes ozubenou řemenici (13) pomocí šroubu. Do natáčecí kolébky (2) se šrouby přichytí pouzdro (11). Poté se do tělesa na podložky usadí natáčecí kolébka (2) a pomocí podložek se nastaví osová výška 220 mm. Následně se celé seskupení na čepu uloží do tělesa (1) a zároveň do pouzdra (11).



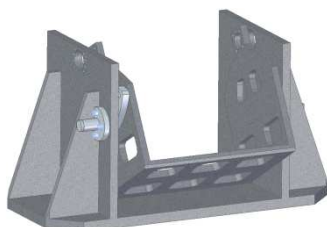
Zde se celé seskupení stáhne přes podložku pomocí KM matice a MB podložky (16). Přenos kroutícího momentu je realizován pomocí těsného pera (14).



Obr. 5-10: Ložisko NKIA59 [15]

Zpevnění polohy

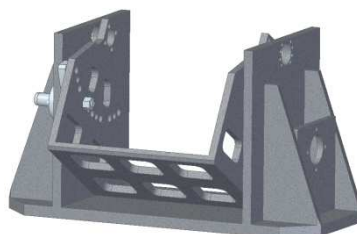
Zpevnění určité polohy (Obr. 5-11 a Obr. 5-13) je zde realizováno pomocí lícovaného šroubu M12 a staženo maticí. Vůle, která je mezi tělesem a natáčecí kolébkou je vymezena pomocí přesně dobroušeného segmentu (Obr. 5-12), který je připevněn pomocí šroubů k natáčecí kolébce.



Obr. 5-11: Fixace v poloze pohled č. 1



Obr. 5-12: Segment pro vymezení vůle a fixaci

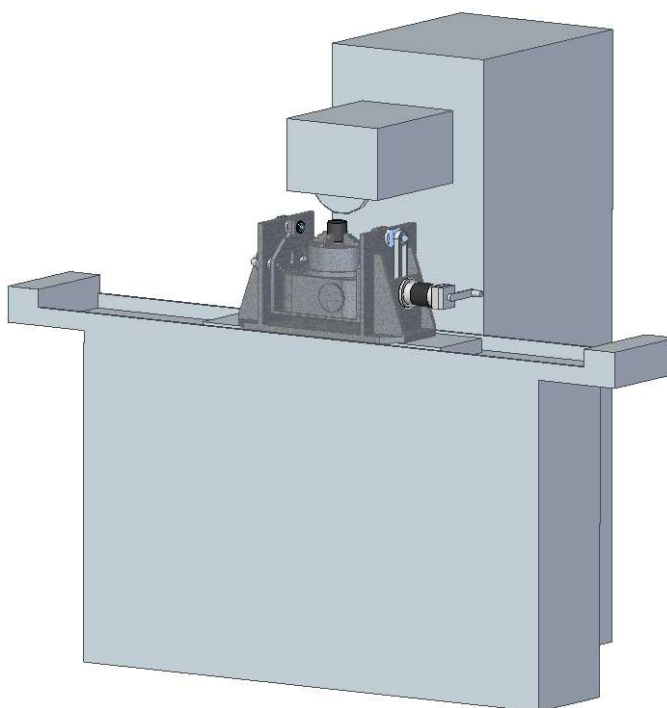


Obr. 5-13: Fixace polohy pohled č. 2



Broušení plošek

Na obrázku (Obr. 5-14) je vidět, jak je zařízení umístěno na brusce. Rovina broušení je 2 mm nad celým zařízením, z důvodu, aby nedošlo ke kolizi mezi tělesem a brusným kotoučem, případně bruskou. Při broušení je postup takový, že se postupně budou brousit plošky na jedné polokouli, buď rovnou z válce nebo z předhrubovaného polotovaru. Při broušení první polokoule je důležité, aby byly nabroušeny rovňákové plošky. Je to z důvodu, že při následném otočení polotovaru se mnohostěn ve sklíčidle dorazí na doraz a upne se za rovňákové plošky. Poté se dobrousí zbytek plošek na druhé polokouli.



Obr. 5-14: Polohovací zařízení umístěné na brusce ZVL BRH 20A

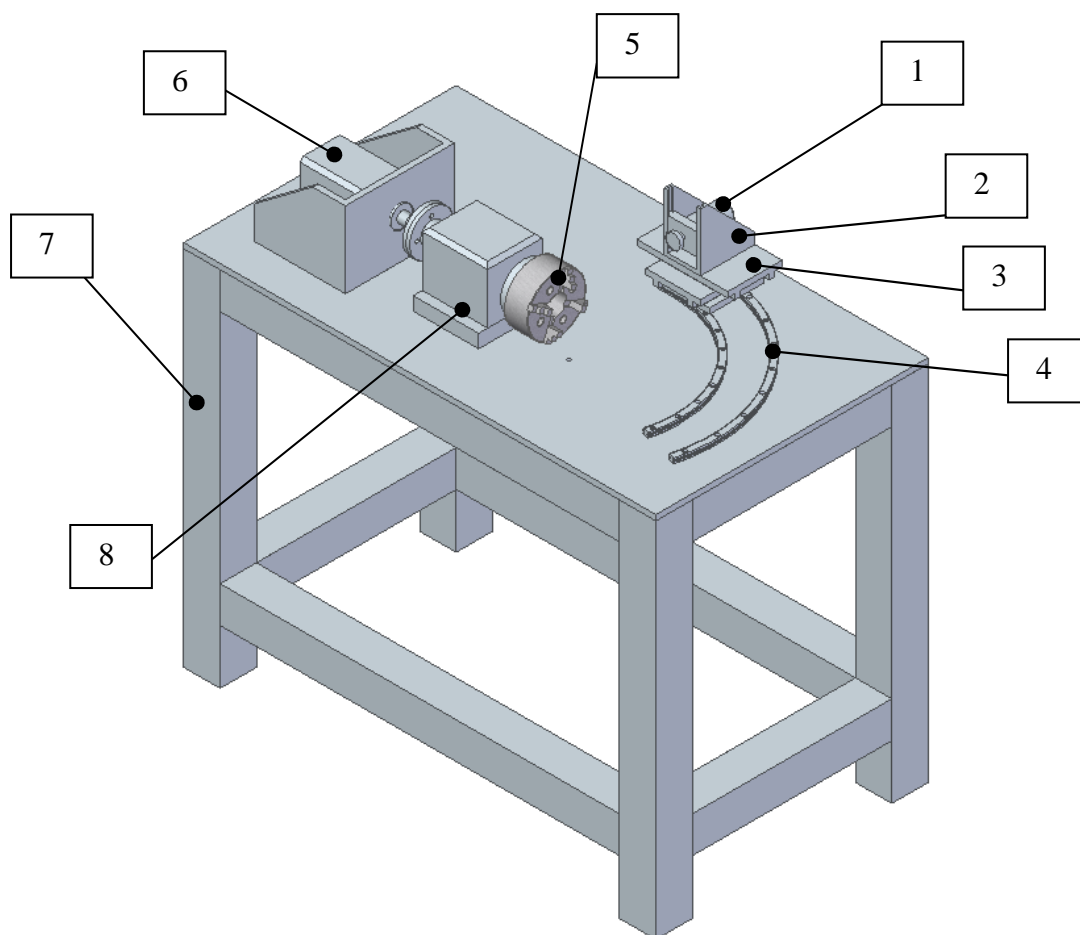
5.3 Varianta č. 3

Tento návrh spadá do druhé kategorie návrhů - jednoúčelové zařízení. Návrh zařízení je zobrazen na obrázku (Obr. 5-15). Zařízení se skládá z brusného vřetena (1), svislé osy Z (2), ve které se pohybuje vřeteno, křížového stolu (3), kruhového vedení (4), sklíčidla (5), řízeného servomotoru (6), podstavce (7) a převodovky se spojkou (8). V tomto zařízení se mnohostěn vytváří z polotovaru tvaru válce tak, že brusné vřeteno (1) pohybující se ve svislé ose Z (2) na křížovém stole (3), který je veden po kruhovém vedení (4), postupně vytvoří z upnutého válce ve sklíčidle (5) sférickou



polokouli. Válec upnutý ve sklíčidle rotuje pomocí řízeného servomotoru (6) a brusné vřeteno, pohybující se po kruhové dráze postupným zabíráním třísky vytvoří polokouli. Poté se začnou vytvářet plošky tím, že motor indexuje v určitých úhlových polohách, brusné vřeteno brousí plošky pohybem ve svislé ose Z a křížový stůl se natáčí po kruhové dráze, kde se také dokáže zpevnit v požadované poloze. Když jsou dokončeny plošky na jedné polokouli (včetně rovníkových), obrobek se otočí, dorazí na doraz ve sklíčidle a stejným postupem se vytvoří i plošky na druhé polokouli. Celé toto zařízení je uloženo na tuhém podstavci (7).

Další variantou může být nahrazení řízeného servomotoru s převodovkou kompletní řízenou osou v modulárním provedení.



Obr. 5-15: Varianta č. 3



5.4 Ekonomické zhodnocení variant

Ekonomické zhodnocení jednotlivých variant bylo vytvořeno na základě cen uvažovaných nakupovaných dílů dostupných na webových stránkách prodejců a poptávek u těch dílů, kde ceny k dispozici nebyly. Dále byly stanoveny ceny pro vyráběné díly, které se skládají z ceny nakupovaného materiálu, z ceny za svařování, obrábění a případné tepelné zpracování nebo povrchové úpravy. Tyto ceny byly stanoveny na základě dostupných cen materiálu a ostatních služeb. Ceny jsou uvedeny v Kč, bez DPH.

	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Nakupované díly	29 750	25 440	200 000
Výroba zařízení + montáž	55 400	115 000	250 000
Celková cena	85 150	140 440	450 000

Tab. 5-3: Celkové náklady navrhovaných variant



6 Vícekriteriální analýza

Navržené varianty byly vzájemně porovnány pomocí vícekriteriální analýzy. V této analýze byla zvolena kritéria, podle kterých se posoudí, která varianta je nejlépe splňuje. Ke zvoleným kritériím (Tab. 6-2) je následně přiřazena jejich důležitost (Tab. 6-3) a podle toho je zjištěna váha kritéria. Stupnice je 1 až 5, kde 1 je nejméně důležité a 5 nejvíce důležité.

Prvním kritériem je cena. Ta byla zvolena z důvodu, že finální varianta bude následně i zrealizována. Proto byly stanoveny finanční meze (Tab. 6-1), podle kterých jsou varianty posuzovány. Toto kritérium má přiřazenou nejvyšší důležitost 5.

Cena [tis. Kč]	Stav
0 - 100	Nízká
100 - 200	Střední
200 - ?	Vysoká

Tab. 6-1: Finanční meze

Druhým kritériem je způsob ovládání polohovacího zařízení, kde je možnost úplného mechanického ovládání nebo ovládání s přípravou pro možnou automatizaci. Poslední možností je plně automatické řízení. Kritérium pro způsob ovládání má důležitost 3. Třetí kritérium je tvar základního polotovaru. Jak již bylo uvedeno, jsou možnosti vytváření mnohostěnu z polotovaru tvaru válce a nebo tvaru koule. Toto kritérium má důležitost 4. Posledním kritériem je opakovatelnost přesnosti upnutí při otočení polotovaru. Toto kritérium je důležité z důvodu celkové přesnosti mnohostěnu a proto má důležitost 5.

Cena	K1
Ovládání	K2
Tvar polotovaru	K3
Opakovatelnost upnutí	K4

Tab. 6-2: Kritéria



Kritéria	Důležitost kritéria	Váha kritérií
K1	5	0,294
K2	3	0,176
K3	4	0,235
K4	5	0,294
Suma	17	

Tab. 6-3: Váha kritérií

Váha kritérií je zjištěna na základě výpočtu, ve kterém je každá hodnota důležitosti kritéria vydělena celkovou sumou důležitostí kritérií. Poté, co je zjištěna váha kritérií je sestavena rozhodovací tabulka (Tab. 6-5). Každá varianta řešení splňuje příslušné kritérium. Na základě rozhodovací tabulky se provede bodování variant, podle toho, jak splňují kritéria. Bodování je provedeno dle tabulky (Tab. 6-4).

		Body		
		1	2	3
K1	Cena	Vysoká	Střední	Nízká
K2	Ovládání	Mechanické	Mechanické s přípravou pro automatizaci	Automatické
K3	Tvar polotovaru	-	Koule	Válec
K4	Opakovatelnost upnutí při otočení polotovaru	Obtížně zaručitelné	Dobře zaručitelné	Výborně zaručitelné

Tab. 6-4: Způsob přiřazení bodů

Toto bodování je realizováno na základě požadavků od zadavatele. Požadavky zadavatele jsou:

- Nízká cena
- Způsob ovládání mechanický s přípravou pro možnou automatizaci
- Polotovar tvaru válce

Z pohledu složitosti přepnutí a zajištění polohy polotovaru je u posledního kritéria přesnější upnutí a opakovatelnost při upnutí válce, do čtyř čelistového sklíčidla, než upnutí kulového polotovaru do miskovitého upínače. Cena zařízení je hodnocena dle tabulky nákladů jednotlivých variant (Tab. 5-3). Podle těchto stanovisk byly varianty obodovány (Tab. 6-6).



		V1	V2	V3
K1	Cena	Nízká	Střední	Vysoká
K2	Ovládání	Mechanické	Mechanické s přípravou pro automatizaci	Automatické
K3	Tvar polotovaru	Koule	Válec	Válec
K4	Opakovatelnost přesnot upnutí při otočení polotovaru	Obtížně zaručitelná	Dobře zaručitelná	Dobře zaručitelná

Tab. 6-5: Rozhodovací tabulka

	V1	V2	V3
K1	3	2	1
K2	1	2	3
K3	2	3	3
K4	1	2	2

Tab. 6-6: Bodovací tabulka

	V1	V2	V3
K1	0,882	0,588	0,294
K2	0,176	0,352	0,528
K3	0,47	0,705	0,705
K4	0,294	0,588	0,588
Suma	1,822	2,233	2,115
Pořadí	3.	1.	2.

Tab. 6-7: Výsledky

V poslední části byla provedena již samotná analýza, která spočívá v tom, že pro každou variantu je vypočítána hodnota odpovídající bodovému ohodnocení daného kritéria v závislosti na jeho důležitosti. Tato hodnota je vypočtena tak, že v bodovací tabulce je každé hodnocení vynásobené příslušnou váhou kritéria. Následně jsou pro jednotlivé varianty hodnoty sečteny a varianta, která má tuto hodnotu nejvyšší je nejlepší. V (Tab. 6-7) jsou vidět výsledky analýzy. Na základě těchto výsledků bude dalším předmětem práce konstrukční návrh varianty č. 2.

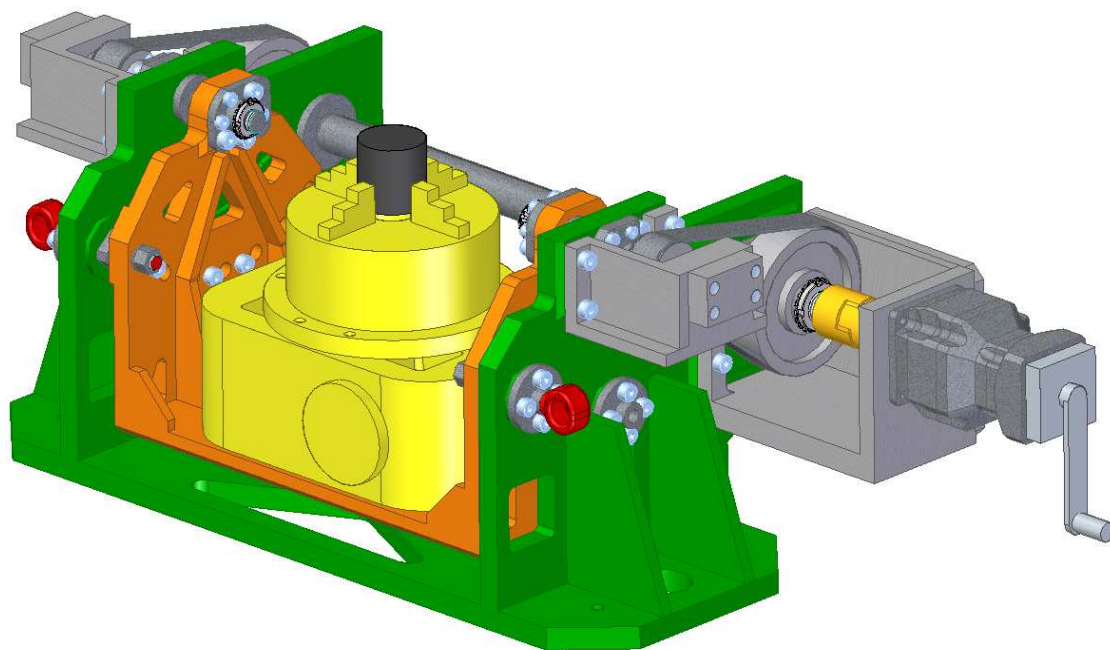


7 Vlastní konstrukční návrh a jeho optimalizace

Na základě výsledků vícekritériální analýzy bude v této kapitole konstrukčně zpracována varianta č.2 (Obr. 5-8). U této varianty je polohování obrobku realizováno pomocí dvou natáčecích os. Jednu natáčecí osu zajišťuje otočný stůl. Druhý natáčecí směr je řešen pomocí natáčecí kolébky, která se může natáčet v rozmezí 0 - 90°.

7.1 Konstrukční návrh s ozubenými řemeny

V prvním kroku evoluční optimalizace původního návrhu je kolébka spolu s otočným stolem natáčena ozubeným řemenem poháněným ručně přes planetovou převodovku. Zároveň byla přidána rozvodná hřídel, která umožňuje oboustranný pohon (Obr. 7-1). Hřídele mezi tělesem a kolébkou byly uloženy do pouzder pro lepší rozložení sil vznikajících od řemenového převodu a polohované hmotnosti. Pro samotné broušení je nutná fixace polohy. Fixace je zde řešena pomocí fixačních segmentů vymezujících vůli mezi kolébkou a tělesem. Segment má v sobě přesné otvory charakterizující potřebné úhly, ve kterých je potřeba fixovat polohu. Poloha je fixována pomocí broušeného čepu. Natáčení kolébky pomocí převodovky a řemenového převodu je pouze pro najetí do žádané polohy. Po fixaci, tzn. stažení broušeného fixačního čepu přes vymezující segment maticí, je natáčecí mechanismus odlehčen. Polotovár je upnut do sklíčidla a postupným otáčením jsou obrobny plošky po celé jeho ploše. Poloha polotovaru je při broušení důležitá, neboť mnohostěn má být symetrický přes střed. Z tohoto důvodu je polotovár upnut tím způsobem, aby střed vyráběného mnohostěnu procházel osou otáčení kolébky.

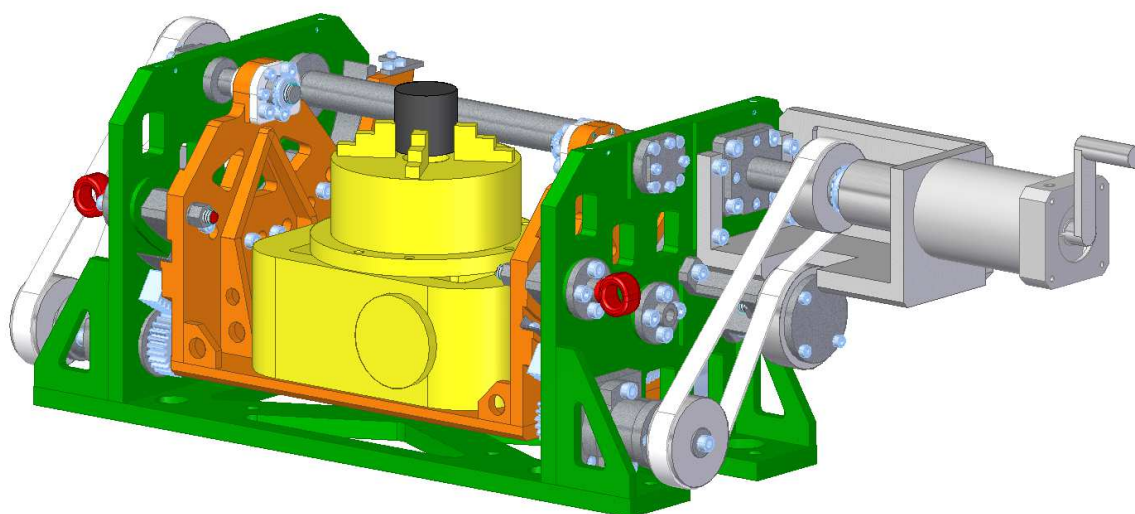


Obr. 7-1: Experimentální zařízení - oboustranný náhon

Toho je dosaženo pevným dorazem uvnitř sklíčidla. Broušená plocha mnohostěnu je vždy výškově nad celým zařízením, aby nenastala kolize zařízení s brusným kotoučem. Toto je velké omezení z hlediska možnosti použití větších průměrů hřídele, ložiska i řemenice pro natáčení kolébky. Po bližším řešení bylo zjištěno, že průměr hnané řemenice nemůže být takový, aby bezpečně přenesl potřebný kroučící moment pro natáčení kolébky. Z tohoto důvodu byl navržen druhý krok evoluční optimalizace. Byl využit stejný koncept celého natáčení i postupu broušení mnohostěnu s tím rozdílem, že natáčení nebude realizováno pomocí hřídele v ose otáčení, ale pomocí ozubeného segmentu a pastorku (Obr. 7-2).

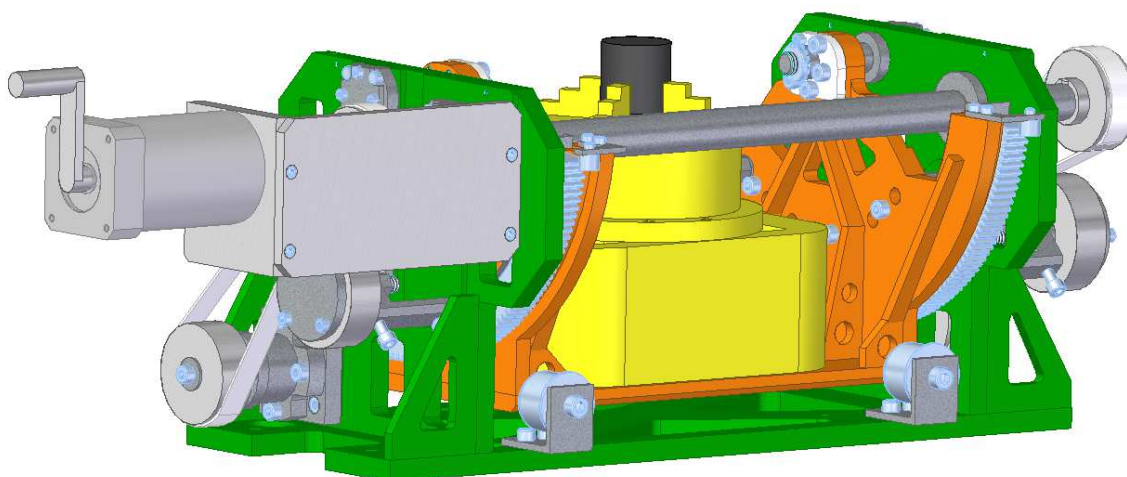
7.2 Konstrukční návrh s ozubenými segmenty a řemeny

Touto optimalizací se zmenšil kroučící moment, který je potřebný pro natočení kolébky. Je to z důvodu, že se zvětšilo rameno, na kterém síla působí, a posunula se blíže k těžišti natáčených hmot. Dále se odlehčily hřídele v ose otáčení, které dále slouží jen jako otočné podpory. V tomto uspořádání již řemenový převod dovedl přenést potřebný kroučící moment. Proto mohl být použit větší rozměr řemenic. Dále bylo přidáno napínání řemene a dorazy v obou dvou směrech, aby nebylo možné, že se kolébka dostane do nežádoucí polohy. Tyto dorazy jsou vidět na (Obr. 7-3).



Obr. 7-2: Zařízení - oboustranný náhon ozubeným segmentem a pastorkem

S tímto krokem optimalizace ovšem přišly i negativní poznatky. Konkrétně se jednalo o zvýšení hmotnosti celého zařízení. Jelikož je stůl brusky schopen pohybovat pouze s omezenou hmotností, musela se konstrukce odlehčovat. Nakonec se hmotnost podařila snížit na vyhovující hodnotu.



Obr. 7-3: Zařízení s ozubeným segmentem - zadní pohled

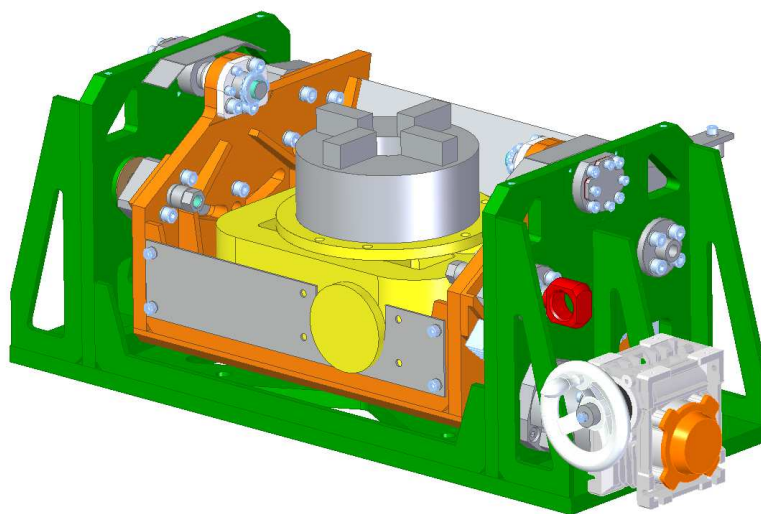
Poté vyvstala otázka, zda by při snížení kroutícího momentu potřebného k natočení, nestačil již pouze jednostranný náhon. To by mělo za následek snížení hmotnosti a také nižší cenu zařízení. Proto bylo nutné provést výpočet, zda je natáčecí kolébka dostatečně tuhá, aby se při jednostranném náhonu nezkroutila a bylo tak možné zajistit snadné



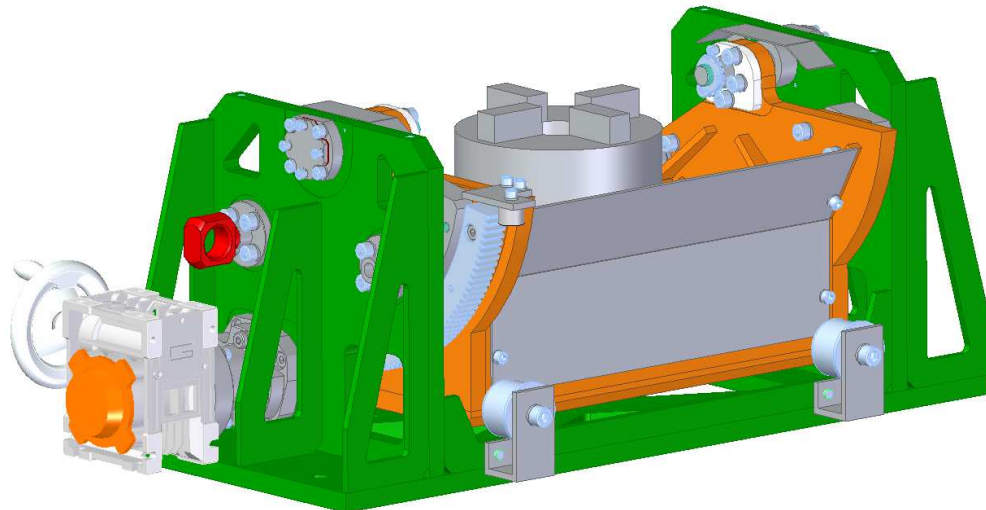
fixování polohy. Po provedení analýzy pomocí MKP bylo zjištěno, že jednostranný náhon je vyhovující (viz Tab. 9-10 v kapitole 9.8). Z toho důvodu byl navržen poslední optimalizační krok a byla vytvořena finální konstrukce (Obr. 7-4).

7.3 Finální konstrukce

U finální konstrukce byl změněn oboustranný náhon na jednostranný. Celá konstrukce se zjednodušila a zlehčila. Jelikož není potřeba oboustranný náhon, odpadá tím potřeba řemenového převodu, který sloužil pouze jako rozvod kroutícího momentu z rozvodné hřídele na hřídele pastorků. Dále zde byla použita šneková převodovka místo planetové, což u předchozích návrhů nebylo z prostorových důvodů možné. V případě použití šnekové převodovky odpadá potřeba spojky, jelikož šneková převodovka má dutý hřídel. Šneková převodovka se rovnou nasune na hřídel pastorku a na vstupní hřídel převodovky se připojí ruční otočné kolo. Pozitivní je i menší cena šnekové převodovky ve srovnání s planetovou.

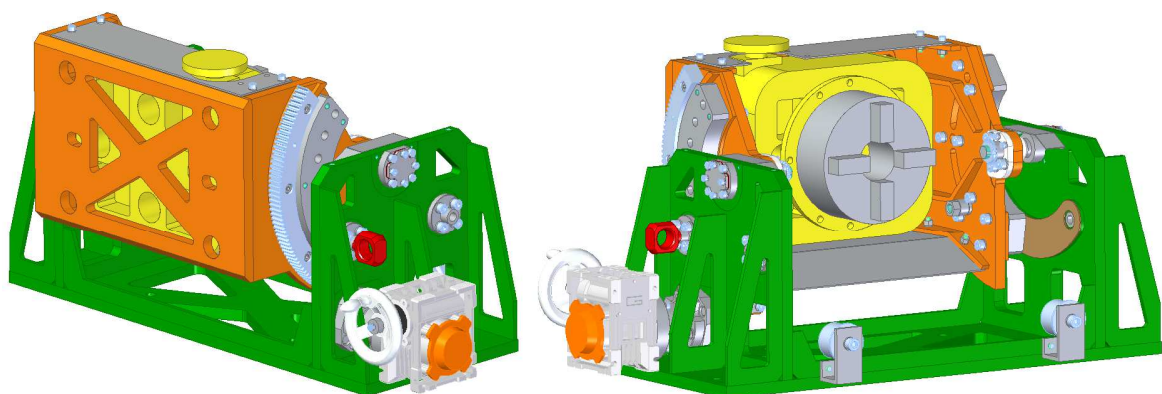


Obr. 7-4: Finální konstrukce



Obr. 7-5: Finální konstrukce - zadní pohled

Jelikož zařízení bude pracovat v prostředí chlazeném vodou, bylo nutné zařízení k tomu to přizpůsobit. Z tohoto důvodu jsou všechny komponenty, které jsou přímo ve styku s vodou, nerezové. Otočná uložení, ve kterých jsou ocelové prvky, jsou dostatečně zatěsněna. U tělesa a kolébky byla z tohoto důvodu provedena povrchová úprava - COMAXIT. Na tělese kolébky byl navržen přední a zadní kryt z toho důvodu, že se předpokládá největší množství vody v tomto místě. Proto zde byly připevněny pomocí šroubů tyto kryty, které brání, aby se voda dostala mimo zařízení. Pomocí otvorů ve dně kolébky a tělesa odtéká voda zpět do nádrže. Další krytování bylo připevněno pomocí šroubů v oblasti osy otáčení kolébky. Veškeré krytování je vidět na (Obr. 7-4 a Obr. 7-5). Poloha kolébky při jejím natočení do krajní polohy je vidět na (Obr. 7-6).



Obr. 7-6: Natočení kolébky do krajní polohy



7.3.1 Polohování kolébky

Polohování kolébky, jak již bylo řečeno, je realizováno pomocí šnekové převodovky a ozubeného segmentu. Po natočení do určité úhlové polohy je pomocí fixačního broušeného čepu poloha zpevněna. Kolébka se může natáčet v rozmezí úhlů 0 - 90°. Z toho plyne, že pokud je požadováno rovnoměrné rozložení ploch, je nutné těchto 90° rozdělit na přesné úhly. Úhlová poloha děr je řešena pomocí fixačního segmentu, tzn. jaké bude rozložení děr na fixačním segmentu, v takových polohách mohou realizovat zpevnění. Jelikož je stahování realizováno přes kolébku, musejí být otvory také v kolébce. Z toho důvodu byly v kolébce vytvořeny drážky (Obr. 7-7), které umožňují univerzálnější nastavení úhlové polohy, než jaké byly původně zamýšleny. Možné úhlové natočení a počet poloh je uveden v tabulce (Tab. 7-1).



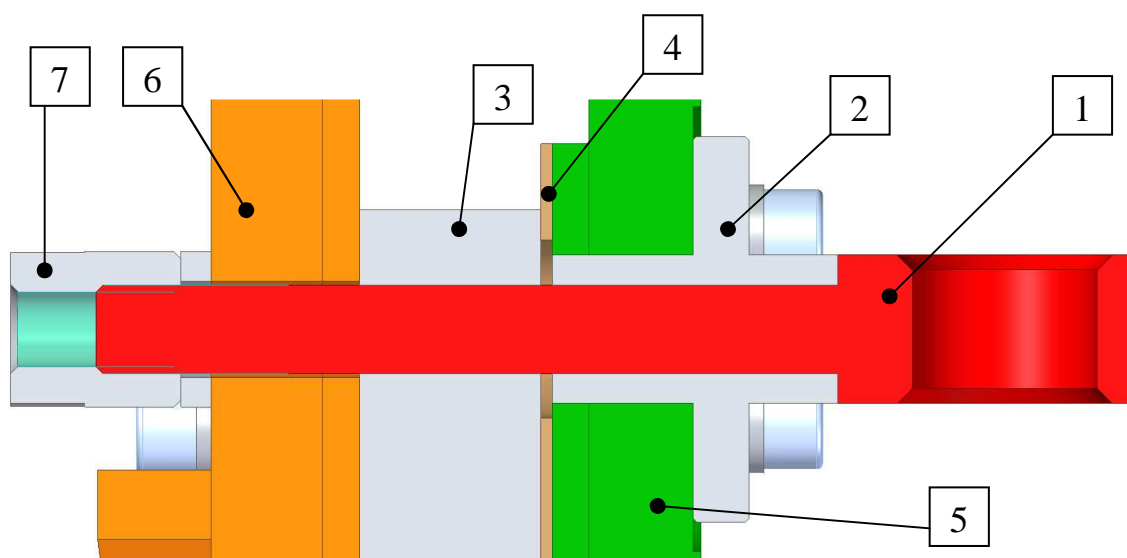
Obr. 7-7: Úhlové drážky v kolébce

Rozdělení úhlů po:	Počet poloh
15°	7
18°	6
22,5°	5
30°	4

Tab. 7-1: Možnosti polohování

7.3.2 Fixování polohy

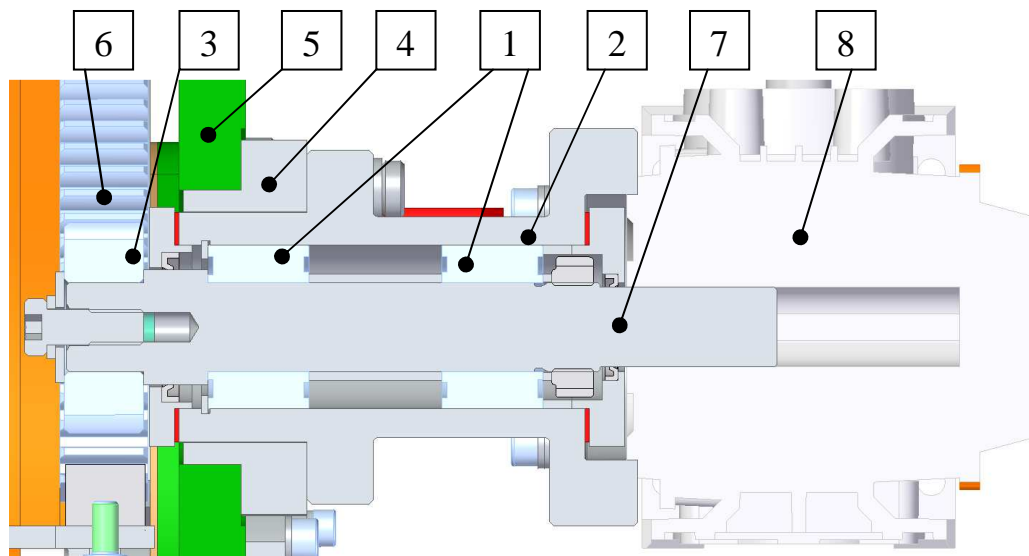
Fixování polohy je realizováno pomocí broušeného čepu. Na obrázku (Obr. 7-8) je vidět celé uložení tohoto čepu (1), kde stažení maticí (7) je prováděno přes fixační segment (3), který se při polohování pohybuje po vodícím pásu Turcite-B Slydway (4). Čep je uložen v pevném pouzdru (2), které je pomocí šroubů připevněno k tělesu (5). V pouzdru i ve fixačním segmentu je otvor o průměru 12 H7. Fixační čep má průměr 12h6. V kolébce (6) je volná díra o průměru 13 mm, a nebo drážka šířky 13 mm. Z toho plyne, že přesnost fixace je zajištěna fixačním segmentem.



Obr. 7-8: Uzel fixačního čepu

7.3.3 Uzel pastorku

Hřídel pastorku (Obr. 7-9) je uložena ve dvou radiálně axiálních ložiskách s kosouhlým stykem typu NKIA 5904 (1) v pouzdře pastorku (2). Pastorek (3) je na hřídeli pastorku zajištěn pomocí šroubu přes distanční kroužek. Přenos kroutícího momentu je realizován pomocí dvou těsných per umístěných po 120°. Pouzdro pastorku je připevněno pomocí šroubů v pouzdru tělesa (4), které je připevněno v tělese (5). Pouzdro tělesa obsahuje oválný otvor, který zajišťuje možnost polohování pastorku vůči ozubenému segmentu (6). K pouzdru pastorku a zároveň na hřídel pastorku (7) je připevněna, pomocí šroubů, šneková převodovka (8), která má v sobě dutý hřídel. Přenos kroutícího momentu je realizován pomocí těsného pera.

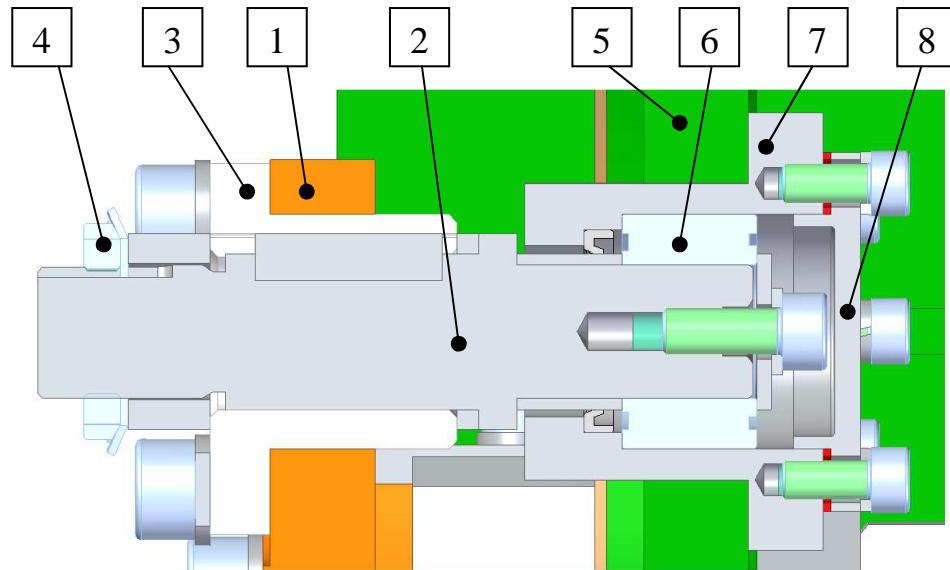
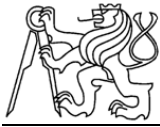


Obr. 7-9: Uzel uložení pastorku

Při montáži toho uzlu je uvažováno, že se celý uzel smontuje mimo zařízení a pak se nasune do tělesa a připevní se pomocí šroubů. Následně se nastaví poloha pastorku vůči ozubenému segmentu. Levé ložisko je opřeno o pojistný kroužek pro díry a o osazení hřídele. Mezi vnitřními kroužky ložisek je distanční kroužek a pravé ložisko je staženo pomocí pojistné matice KFME a víkem. Pouzdro pastorku je zatěsněno pomocí hřídelových těsnících kroužků a těsněním pod víky pastorku.

7.3.4 Uzel spojení kolébky a tělesa

Spojení kolébky (1) a tělesa (Obr. 7-10) je realizováno pomocí čepu (2), který je uchycen v pouzdru kolébky (3) a stažen pomocí KM matice (4). V tělese (5) je čep uložen v radiálně axiálním ložisku s kosoúhlým stykem NKIA 5903 (6). Ložisko je uchyceno v pouzdru tělesa (7) a zajištěno pomocí šroubu přes podložku. Oblast, kde se nachází ložisko, je utěsněno pomocí hřídelového těsnícího kroužku a z druhé strany těsněním pod víkem (8) pouzdra.



Obr. 7-10: Uzel spojení kolébky a tělesa

7.4 Specifikace nakupovaných dílů

V této části jsou popsány nakupované díly pro toto zařízení a jejich parametry.

1) Otočný stůl RT 200

Tento stůl slouží k polohování mnohostěnu. Je zobrazen na obrázku (Obr. 7-11).

Dodavatel otočného stolu: První hanácká BOW.



Obr. 7-11: Otočný stůl RT200

Otáčení je realizováno pomocí kaleného a broušeného šneku s převodovým poměrem 90:1. U tohoto stolu je možné dělení pomocí noniusu, kde jedno otočení kolečkem znamená



4° nebo pomocí nepřímého dělení. Aretace polohy otočného stolu je realizována pomocí dvou pák po obvodu stolu. Hmotnost stolu je 30 kg. [16]

2) Šneková převodovka CMIS - 040 - 020U

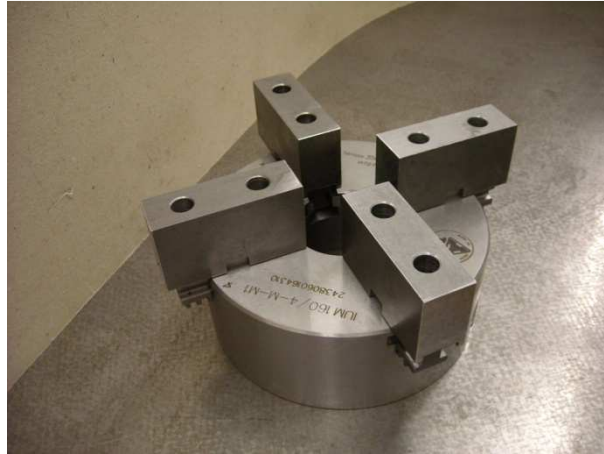
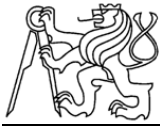
Tato šneková převodovka slouží k bezpečnému polohování kolébky. Převodovka je zobrazena na obrázku (Obr. 7-12). Dodavatel této převodovky je firma RAVEO. Převodovka má maximální výstupní krouticí moment 40 Nm, převodový poměr je zde 1:20. Vstupní plná hřídel má průměr 11 j6 a výstupní dutá hřídel průměr 18 H8. Materiál skříně je slitina hliník a celková hmotnost převodovky je 2,3 kg. [20]



Obr. 7-12: Šneková převodovka CMIS - 040 - 020U

3) Samostředící sklíčidlo IUM 160/4-M-M1

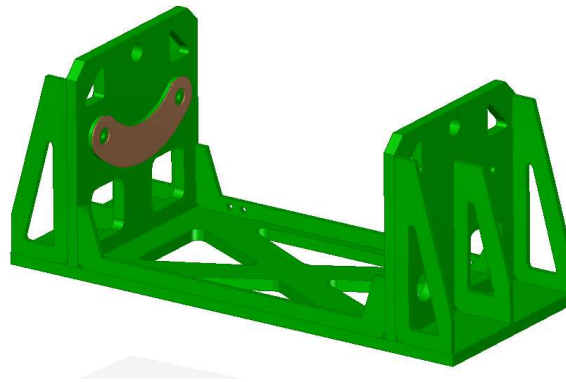
Toto sklíčidlo (Obr. 7-13) je připevněno přes přírubu k otočnému stolu a pomocí měkkých čelistí upíná mnohostěn. Dodavatelem sklíčidla jsou TOS SVITAVY. Sklíčidlo je vybaveno čtyřmi čelistmi, jelikož je potřeba obrobek upnout ve všech čtyřech kvadrantech. Dále je ve sklíčidle vytvořen speciální průchozí otvor o průměru 52,5 mm z důvodu, že výchozí polotovár tvaru válce má průměr 52 mm. Materiál sklíčidla je tvárná litina. Čelisti jsou dělené, skládají se z tvrdého kaleného jezdece a měkkého nástavce. Hmotnost sklíčidla je 7,8 kg. [21]



Obr. 7-13: Samostředící sklíčidlo IUM 160/4-M-M1

4) Vodící pás Turcite - B Slydway

Tento vodící pás je přilepen na tělese, ve kterém se pohybuje kolébka. Lepí se pomocí dvousložkového epoxidového lepidla. Tento pás je z termoplastického materiálu, má vysokou životnost a nízké tření ($f = 0,022 - 0,055$). Dále je rozměrově stálý a dovoluje pohyb i za sucha. Dodavatel je firma DIMER, která je distributor produktů společnosti TRELLEBORG. Příklad použití vodícího pásu je na (Obr. 7-14). [22]



Obr. 7-14: Těleso s vodícími pásy Turcite - B SLYDWAY



5) Dorazy kolébky a ozubeného segmentu, otočné kolo



Obr. 7-15: Pryžový doraz vypouklý [23]



Obr. 7-16: Pryžový doraz typu E [23]



Obr. 7-17: Otočné kolo [23]

Tyto dorazy zajišťují bezpečnou funkci zařízení, aby se kolébka nedostala ze stanovených mezí. Doraz je pryžový, vypouklý (Obr. 7-15), pro zatížení do 3000 N. Je připevněn do držáku pomocí šroubu M10. Doraz ozubeného segmentu je pryžový typu E (Obr. 7-16), který je pro zatížení do 246 N a je připevněn pomocí šroubu M6. Dodavatel dorazů a otočného kola je společnost KIPP. Otočné kolo (Obr. 7-17) je připevněno na vstupní hřídel šnekové převodovky. Otočné kolo má roztečný průměr 100 mm na kterém je rukojeť. Kolo je vyrobeno z hliníkové slitiny. [23]

Ostatní nakupované díly si výrobce zařízení zajistí dle kusovníku. Jsou to komponenty typu ložiska, spojovací materiál a těsnění.



8 Určení vstupních sil

V této kapitole budou určeny vstupní síly, které působí na zařízení. Tyto síly jsou od hmotnosti kolébky a komponentů umístěných v kolébce. Dále jsou to síly od broušení a od zrychlení posuvného stolu.

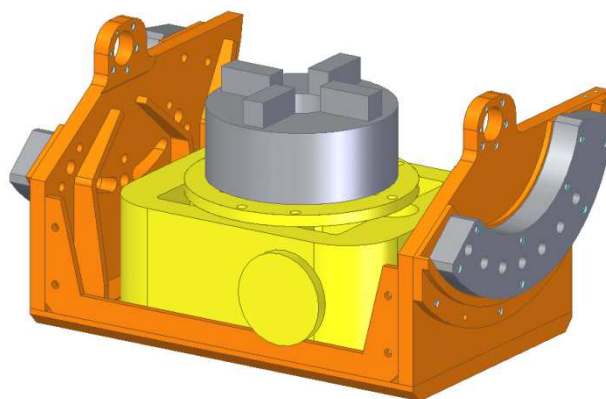
8.1 Síla od hmotnosti

Tuto sílu je potřeba zjistit, aby bylo možné určit potřebnou velikost modulu ozubení a potřebný převodový poměr šnekové převodovky pro bezpečné zvednutí kolébky do žádané polohy a následnou fixaci.

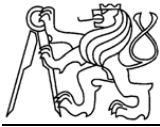
Celková hmotnost pohybující se v tělese (Obr. 8-1) se skládá z hmotnosti kolébky, otočného stolu, příruby pro sklíčidlo, fixačních segmentů a sklíčidla. Jednotlivé hmotnosti jsou v (Tab. 8-1).

Název	Hmotnost [kg]
Kolébka	20,7
Otočný stůl RT 200	30
Příruba pro sklíčidlo	2,6
Sklíčidlo	7,8
Fixační segment - 2 x	5
Celková hmotnost	66,1

Tab. 8-1: Pohybující hmoty



Obr. 8-1: Polohovaná tělesa



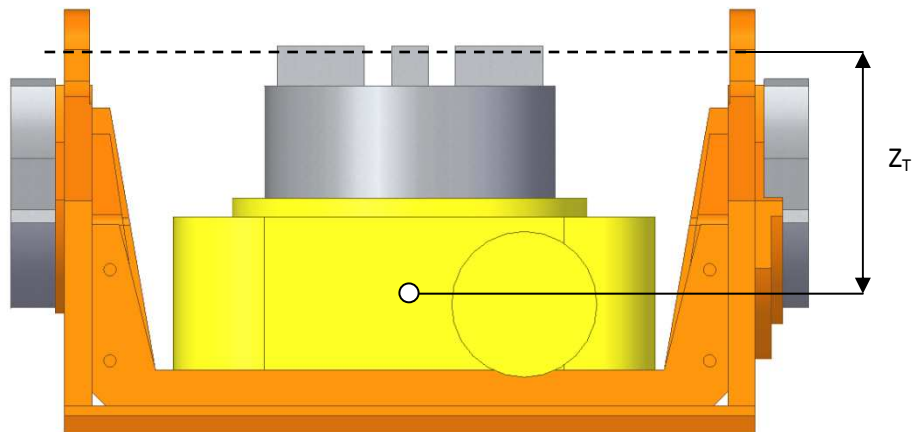
Síla od hmotnosti se vypočte:

$$G = m_k \cdot g \quad (2)$$

$$G = 66,1 \cdot 9,81$$

$$G = 648,4 \text{ N} \cong 645 \text{ N}$$

Pro následný výpočet ozubení je potřeba znát ještě působíště této síly. Těžiště této síly bylo odečteno z programu Solid Edge ST6, ve kterém bylo to zařízení modelováno. Poloha těžiště hmot od osy otáčení kolébky je $Z_T = 124,2 \text{ mm}$. Polohy těžiště v dalších dvou směrech byly, z důvodu malého rozměru, zanedbány.



Obr. 8-2: Poloha těžiště

8.2 Síla od broušení

Při broušení vzniká síla řezná (Obr. 8-3), která má tři složky:

- radiální síla F_y
- tangenciální síla F_z
- síla od posuvu F_x

Pro broušení rovinných ploch jsou jejich velikosti řazeny dle (3). [17]

$$F_y > F_z > F_x \quad (3)$$

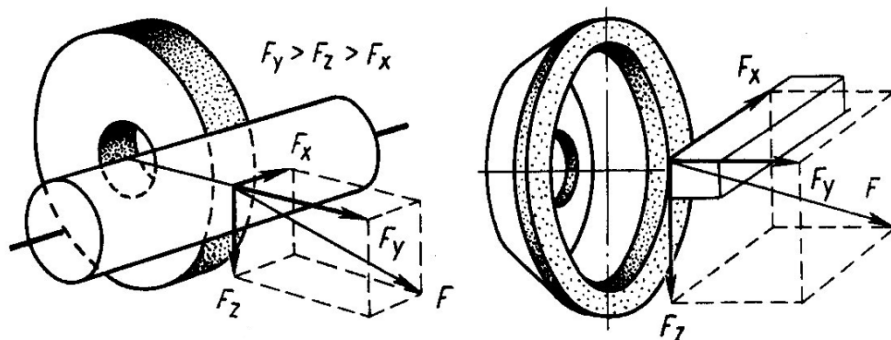
Při broušení je poměr radiální složky F_y a tangenciální složky F_z je podle (4). [17]



$$\frac{F_y}{F_z} = 1 \div 3 \quad (4)$$

Tangenciální síla se vypočte dle vztahu (5), kde N je výkon brousícího vřetena a v_c je obvodová rychlost kotouče. [17]

$$F_z = \frac{1000 \cdot N}{v_c} \quad (5)$$



Obr. 8-3: Řezná síla a její složky při broušení[17]

Obvodová rychlost kotouče byla vypočtena dle vztahu (6), kde D je průměr brusného kotouče, n jsou otáčky brousícího vřetena.

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (6)$$

Výpočet obvodové rychlosti dle vzorce (6):

Průměr brusného kotouče a rychlost otáčení brousícího vřetena jsou z tabulky (Tab. 3-5).

$$v_c = \frac{\pi \cdot 230 \cdot 2670}{60 \cdot 1000}$$

$$v_c = 32,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Výpočet tangenciální síly dle vzorce (5):

Výkon brousícího vřetena byl odečten z (Tab. 3-5).

$$F_z = \frac{1000 \cdot 1,5}{32,15}$$

$$F_z = 46,7 \text{ N}$$

Výpočet radiální síly:

$$F_y = 3 \cdot F_c \quad (7)$$

$$F_y = 3 \cdot 46,7$$

$$F_y = 140,1 \text{ N}$$

Síla od posuvu byla zvolena dle vztahu (3):

$$F_x = 40 \text{ N} \quad (8)$$

8.3 Síla od zrychlení podélného stolu

Pro zjištění této síly musí být nejprve stanoveno zrychlení podélného stolu. To bylo zjištěno na základě toho, že stůl je pohybován pomocí symetrického hydromotoru, který má velikost pístu a pístnice 36/20 mm, pracovní tlak ve válci je $p = 1,2 \text{ MPa}$ a hmotnost stolu, kterým tento hydromotor pohybuje je $m_s = 100 \text{ kg}$.

$$p = \frac{F_h}{S} \rightarrow F_h = p \cdot S \rightarrow m_s \cdot a_s = p \cdot S \Rightarrow a_s = \frac{p \cdot S}{m_s} \quad (9)$$

$$a_s = \frac{1,2 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot (36^2 - 20^2)}{4} \cdot 10^{-6}}{100}$$

$$a_s = 8,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Síla od zrychlení podélného stolu se vypočte:

Hmotnost kolébky je $m_k = 66,1 \text{ kg}$.



$$F_{as} = m_k \cdot a_s \quad (10)$$

$$F_{as} = 66,1 \cdot 8,4$$

$$F_{as} = 555 \text{ N}$$

Shrnutí sil působících na zařízení je v tabulce (Tab. 8-2).

Síla	X	Y	Z	Způsob zatížení
Síla od hmotnosti	-	-	645 N	Při polohování i při broušení
Řezná síla	-	-	46,7 N	Při broušení
Pasivní síla	-	140,1 N	-	Při broušení
Síla od posuvu	40 N	-	-	Při broušení
Síla od zrych. stolu	555 N	-	-	Při broušení

Tab. 8-2: Velikost působících sil

Pro výpočet ozubení, statické kontrole ložisek a statické kontrole fixačních čepů se vycházelo pouze ze síly od hmotnosti otočného stolu a komponent, protože je uvažováno, že po natočení kolébky a následné fixaci se vytvoří třecí síla v místě styku matice a kolébky. Tím budou při operaci broušení ostatní členy odlehčeny.



9 Návrhové a kontrolní výpočty

Tato kapitola je věnována výpočtům analytickým a poté výpočtům pomocí výpočetního programu Ansys. Výpočty jsou rozděleny na dvě části. V první fázi bude proveden návrh ložisek a ozubení. Následně bude provedena kontrola ozubení, fixačních čepů, svarů, hřídele pastorku a statická kontrola ložisek. V druhé části, která je počítána za pomoci výpočetního programu Ansys, bude provedena statická kontrola kolébky a následně modální analýza celého zařízení.

9.1 Návrh ložisek

Ložiska byla navržena podle průměru hřídele. Byla zvolena kombinovaná radiálně axiální ložiska s kosoúhlým stykem NKIA. Tento typ ložisek byl zvolen kvůli svým malým rozměrům, jelikož uložení kolébky bylo omezeno s ohledem na průměr vnějšího kroužku ložiska. Radiálně axiální bylo zvoleno vzhledem k tomu, že při broušení plošek se bude stůl brusky pohybovat v podélném směru. Je potřeba, aby ložiska zachytávala i axiální síly, i když je předpoklad, že díky fixaci pomocí čepů, budou tyto axiální i radiální síly minimální a tím pádem zanedbatelné. Pro uložení kolébky v tělese byla navržena ložiska NKIA 5903 a pro uzel pastorku ložiska NKIA 5904. Parametry ložisek jsou v tabulce (Tab. 9-1).

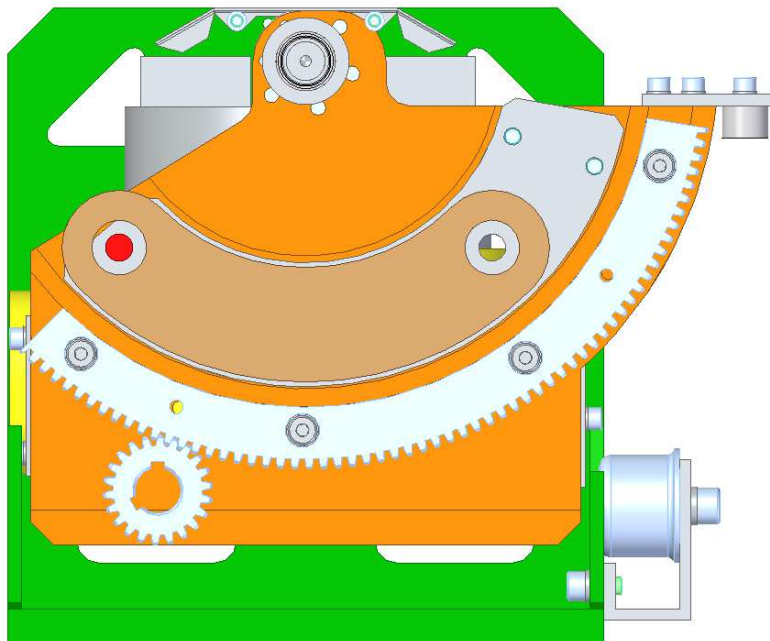
Ložisko	NKIA 5903	NKIA 5904
Statická únosnost radiální C_{0rad} [N]	17 000	28 000
Statická únosnost axiální C_{0ax} [N]	2 740	4 210
Dynamická únosnost radiální C_{rad} [N]	11 700	21 600
Dynamická únosnost axiální C_{ax} [N]	2 240	3 790

Tab. 9-1: Parametry ložisek NKIA [25]



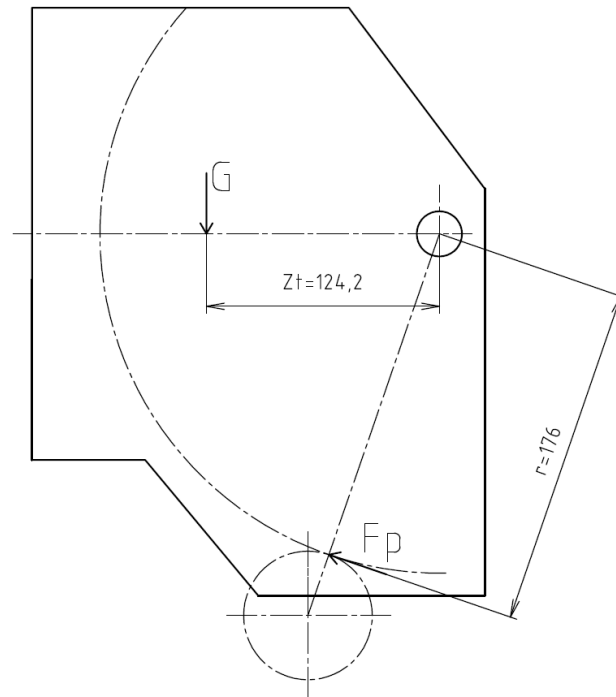
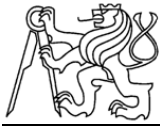
9.2 Návrh ozubení

Při výpočtu ozubení bylo uvažováno namáhání pouze silou od hmotnosti, jelikož ozubení slouží pouze pro přestavení polohy kolébky do další pozice a následnou fixaci. Tato síla byla nejdříve přepočítána na kroutící moment, který působí na roztečné kružnici pastorku.



Obr. 9-1: Ozubený převod

Dle konstrukčního uspořádání ozubeného převodu (Obr. 9-1) byla vypočítána síla na pastorek a kroutící moment na pastorku dle schématu rozložení sil (Obr. 9-2).



Obr. 9-2: Schéma rozložení sil kolébky a pastorku

Pro výpočet je uvažována kolébka v nejvíce vychýlené poloze. Ve schématu je znázorněna roztečná kružnice ozubeného věnce a pastorku, na kterém je hledaná síla F_p na poloměru $r = 176 \text{ mm}$. Zvedaná hmota je zde nahrazena silou od hmotnosti $G = 645 \text{ N}$ umístěnou do těžiště hmot vzdáleného od osy otáčení o hodnotu $Z_T = 124,2 \text{ mm}$. Síla na pastorku byla vypočítána z momentové rovnice (11).

$$G \cdot Z_T - F_p \cdot r = 0 \quad (11)$$

$$F_p = \frac{G \cdot Z_T}{r}$$

$$F_p = \frac{645 \cdot 124,2}{176}$$

$$F_p = 455,2 \text{ N}$$

Pro výpočet kroutícího momentu na pastorku je uvažován počet zubů pastorku $z_1 = 22$ a modul $m = 2 \text{ mm}$. Roztečná kružnice je $d_1 = z_1 \cdot m = 44 \text{ mm}$. Kroutící moment na pastorku se vypočte dle (12).



$$M_k = F_p \cdot \frac{d_1}{2} \quad (12)$$

$$M_k = 455,2 \cdot \frac{44}{2}$$

$$M_k = 10\,015 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rozměry převodu dle konstrukce zařízení byly vypočteny a výpočet je přiložen v textové příloze (č.1). Výsledky jsou spolu materiálovými vlastnostmi shrnuty v tabulce (Tab. 9-2). Dále jsou v tabulce uvedeny materiál kol a hodnoty potřebné pro kontrolu ozubení.

Pro kontrolu správnosti volby rozměrů byl minimální průměr roztečné kružnice pastorku vypočten podle vzorce (13), který vychází z napětí zubu v dotyku . [18]

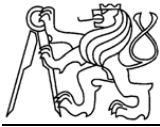
$$d_{1min} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_k}{\left(\frac{b_{WH}}{d_1}\right) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (13)$$

	Pastorek	Věnc
Počet zubů	$z_1 = 22$	$z_2 = 176$
Modul	$m = 2 \text{ [mm]}$	$m = 2 \text{ [mm]}$
Roztečná kružnice	$d_1 = 44 \text{ [mm]}$	$d_2 = 352 \text{ [mm]}$
Hlavová kružnice	$d_{a1} = 48 \text{ [mm]}$	$d_{a2} = 356 \text{ [mm]}$
Tepelné zpracování	Cementováno a kaleno	Cementováno a kaleno
Materiál	14 220	14 220
Mez kluzu	$R_e = 635 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	$R_e = 635 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$
Tvrdość	VHV = 650	VHV = 650
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flimb}^0 = 700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	$\sigma_{Flimb}^0 = 700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlimb}^0 = 1270 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	$\sigma_{Hlimb}^0 = 1270 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Tab. 9-2: Parametry ozubení

Součinitel přidavných zatížení	$K_H = 2,175$
Pomocný souč. pro výpočet roztečné kružnice	$f_H = 770$
Kroutící moment	$M_k = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$
Poměrná šířka kola	$b_{WH}/d_1 = 9$
Přípustné napětí v dotyku	$\sigma_{HP} = 1016 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Převodový poměr	$u = 8$

Tab. 9-3: Parametry pro výpočet roztečné kružnice d_1



Výpočet minimální roztečné kružnice pastorku dle vztahu (13):

Parametry pro tento výpočet jsou v tabulce (Tab. 9-3). Volba součinitelů je realizována dle výpočtu a grafů ve skriptech Projektů a Strojnických tabulkách. [18], [19]

$$d_{1min} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,175 \cdot 11}{9 \cdot 1016^2} \cdot \frac{8 + 1}{8}}$$

$$d_{1min} = 10,63 \text{ mm}$$

Porovnáním vypočtené roztečné kružnice a minimální roztečné kružnice dle (16) bylo zjištěno, že velikost navržené roztečné kružnice je vyhovující.

$$d_1 \geq d_{1min} \quad (14)$$

$$44 \text{ mm} > 10,63 \text{ mm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

9.3 Kontrola ozubení

Dále byla provedena kontrola ozubení z hlediska únavy v dotyku a únavy v ohybu. Tento výpočet spočívá v dopočetění hodnoty součinitelů bezpečnosti a porovnání s dovolenými hodnotami. Parametry pro výpočet jsou v (Tab. 9-4 a Tab. 9-6). Pro únavu v dotyku je minimální hodnota bezpečnosti $S_{Hmin} = 1,1$ až 1,2. Pro únavu v ohybu je minimální hodnota součinitele bezpečnosti $S_{Fmin} = 1,4$ až 1,7. Kontrola ozubení byla vypočtena a je přiložena v textové příloze (č.2). Výsledky jsou shrnuty v tabulkách (Tab. 9-5 a Tab. 9-7). Volba součinitelů je realizována dle výpočtu a grafů v skriptech Projektů a Strojnických tabulkách. [18], [19]

Součinitel mech. vlastností materiálu	$Z_E = 190 \sqrt{MPa}$
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_H = 2,5$
Součinitel délky dotykových křivek boků zubů	$Z_\varepsilon = 0,875$
Obvodová síla působící na roztečné kružnici	$F_t = 500 \text{ N}$
Pracovní šířka ozubení	$b_{wH} = 18 \text{ mm}$
Průměr roztečné kružnice pastorku, věnce	$d_1 = 44 \text{ mm}, d_2 = 352 \text{ mm}$
Převodový poměr	$u = 8$
Součinitel drsnosti boků zubů	$Z_R = 0,85$
Součinitel přidavných zařízení - kont. na dotyk	$K_H = 2,61$

Tab. 9-4: Parametry pro výpočet kontroly ozubení z hlediska únavy v dotyku



Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	$\sigma_{HO} = 350,27 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Přípustné napětí v dotyku	$\sigma_{HP 1,2} = 830,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Napětí v dotyku	$\sigma_H = 565,88 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H = 1,9$

Tab. 9-5: Výsledky kontroly ozubení z hlediska únavy v dotyku

Součinitel bezpečnosti pro únavu v dotyku se vypočte dle (15):

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_R}{\sigma_H} \quad (15)$$

$$S_H = \frac{1270 \cdot 0,85}{565,88}$$

$$S_H = 1,9$$

Z porovnání součinitelů bezpečnosti pro únavu v dotyku dle (16) vyplývá, že je vyhovující.

$$S_H \geq S_{Hmin} \quad (16)$$

$$1,9 > 1,2 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Součinitel přídavných zařízení	$K_F = 2,61$
Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	$Y_{FS} = 4,3$
Součinitel sklonu zubu	$Y_\beta = 1$
Součinitel vlivu záběru profilu	$Y_\epsilon = 0,575$
Obvodová síla působící na rozteční kružnici	$F_t = 500 \text{ N}$
Pracovní šířka ozubení	$b_{wF} = 18 \text{ mm}$
Normální modul	$m = 2 \text{ mm}$

Tab. 9-6: Parametry pro výpočet kontroly ozubení z hlediska únavy v ohybu

Přípustné napětí v ohybu	$\sigma_{FP 1,2} = 500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Ohybové napětí v průřezu paty zubu	$\sigma_F = 89,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F = 7,8$

Tab. 9-7: Výsledky kontroly ozubení z hlediska únavy v ohybu



Součinitel bezpečnosti pro únavu v ohybu se vypočte dle (17):

$$S_F = \frac{\sigma_{Flimb}}{\sigma_F} \quad (17)$$

$$S_F = \frac{700}{89,6}$$

$$S_F = 7,8$$

Z porovnání součinitelů bezpečnosti pro únavu v ohybu dle (18) vyplývá, že je vyhovující.

$$S_F \geq S_{Fmin} \quad (18)$$

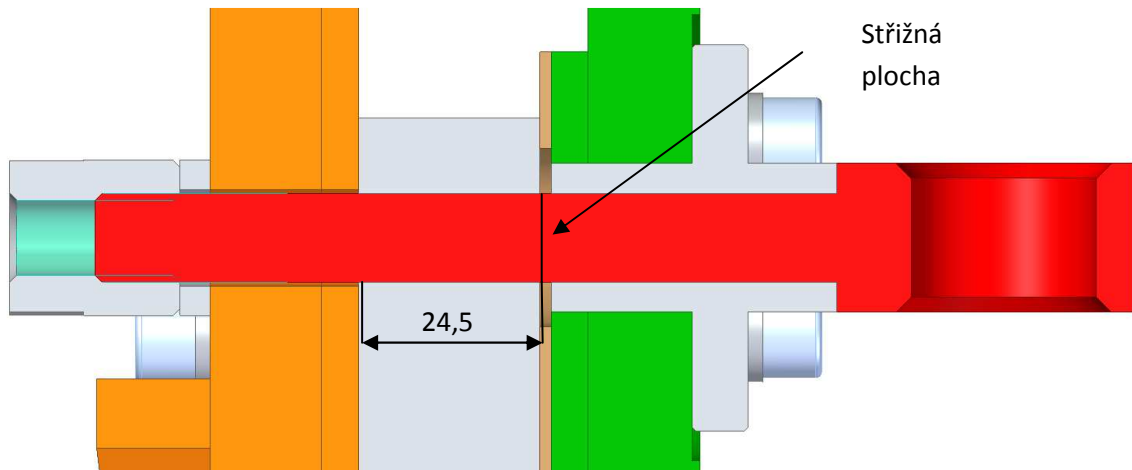
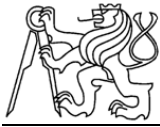
$$7,8 > 1,7 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

9.4 Kontrola fixačních čepů

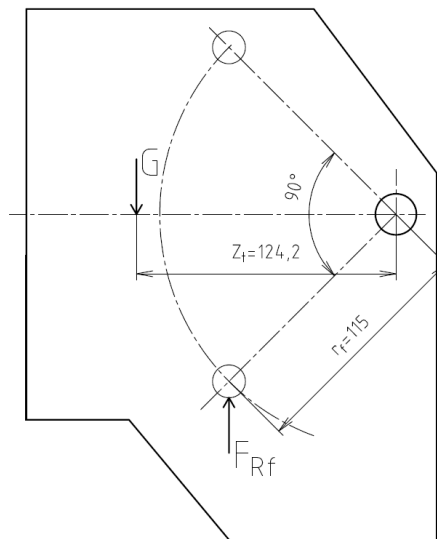
U fixačních čepů (Obr. 9-3) byla provedena kontrola na stříh a na otláčení. Tento výpočet je realizován při stavu, kdy se ještě nebrousí a čepy nejsou staženy fixačními maticemi. Zatížení na čep je vidět na (Obr. 9-4), v tomto stavu jsou fixační čepy zatíženy pouze silou od hmotnosti otočného stolu a komponent.

Materiál fixačních čepů je 17 022. Je to nerezový zušlechťený materiál s mezí kluzu $R_e = 700 \text{ MPa}$. Dovolené hodnoty pro otláčení $p_D = 125 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a pro stříh $\tau_{DS} = 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. [28]

Průměr fixačního čepu je $d_k = 12 \text{ mm}$. Vzdálenost otláčované plochy je $l = 24,5 \text{ mm}$. Pro kontrolu na stříh byla uvažována jedna střížná plocha. Reakční síla na fixační čep se vypočte z momentové rovnice (19) dle schématu na (Obr. 9-4).



Obr. 9-3: Uzel fixování polohy



Obr. 9-4: Zatížení fixačního čepu

Výpočet reakční síly F_{Rf} :

$$G \cdot z_t - F_{Rf} \cdot r_f \cdot \cos 45^\circ = 0 \quad (19)$$

$$F_{Rf} = \frac{G \cdot z_t}{r_f \cdot \cos 45^\circ}$$

$$F_{Rf} = \frac{645 \cdot 124,2}{115 \cdot \cos 45^\circ}$$

$$F_{Rf} = 985 \text{ N}$$



Kontrola na otláčení:

$$p_o = \frac{F_{Rf}}{S_1} \leq p_D \quad (20)$$

$$p_o = \frac{F}{d_k \cdot l} \leq p_D$$

$$p_o = \frac{985}{12 \cdot 24,5} \leq 115$$

$$3,35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 115 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{F_{Rf}}{S_2} \leq \tau_{Ds} \quad (21)$$

$$\tau = \frac{F_{Rf}}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_{Ds}$$

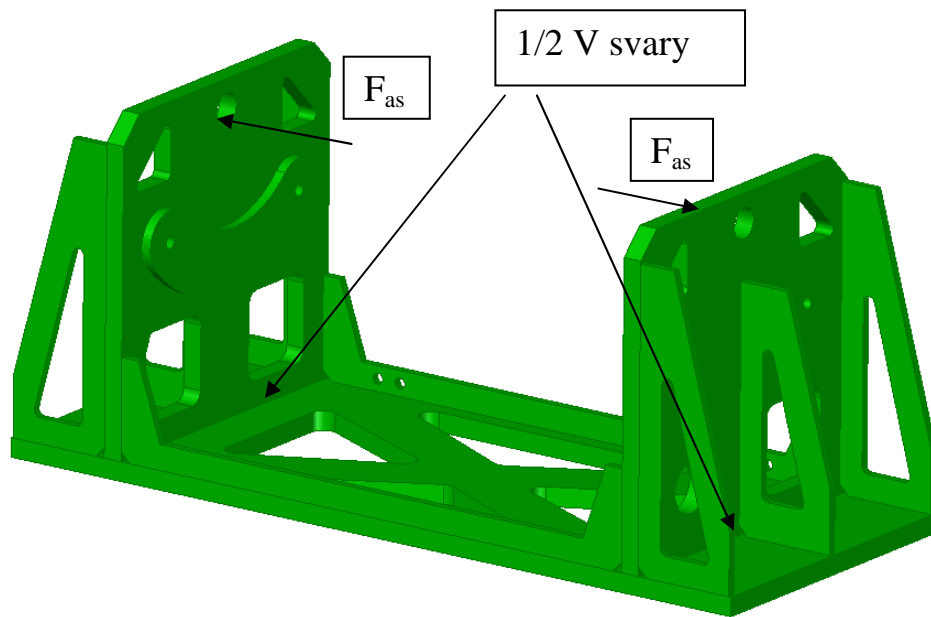
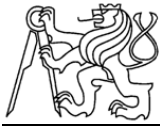
$$\tau = \frac{985}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} \leq \tau_{Ds}$$

$$8,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Při následném zpevnění pomocí fixační matice se vytvoří ve šroubu předpětí, mezi fixačním segmentem a vodící pásem se vytvoří třecí síla, která odlehčí fixační kolíky a všechny ostatní komponenty.

9.5 Kontrola svarů

V tomto zařízení je těleso a kolébka svařeno z plechů pomocí $\frac{1}{2}V$ svarů. Dále jsou přivařeny výztužná žebra a pásy opět pomocí stejných svarů. Pomocí koutových svarů jsou přivařeny pouze návarky pro segmenty a vodící pásy. Při práci na zařízení budou nejvíc namáhány oboustranné $\frac{1}{2}V$ svary v tělese, které spojují výpalek základny a bočnice silou od broušení a silou od zrychlení stolu F_{as} (Obr. 9-5).

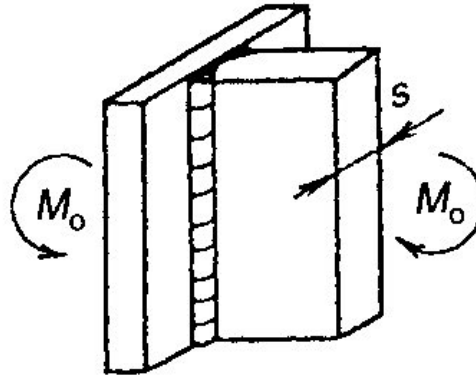
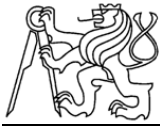


Obr. 9-5: Svařenec tělesa

Kontrola svaru byla provedena dle vztahu (22), který vychází ze schématu namáhání tupého svaru (Obr. 9-6). Hodnota napětí ve svaru musí být menší než dovolená hodnota napětí svařovaného materiálu.

$$\sigma_{\perp} = \frac{M_o}{W_{OSV}} \leq \alpha_{\perp} \cdot \frac{R_e}{k} \quad (22)$$

Síla působící na bočnice je součet síly od broušení a síly od zrychlení stolu $F_{as} = 555 \text{ N}$ působící na rameni $a_r = 239 \text{ mm}$. Svařovaný materiál je 11 373 a jeho mez kluzu je $R_e = 186 \text{ MPa}$. Převodní součinitel pro svarové spoje je $\alpha_{\perp} = 0,85$. Bezpečnost svarových spojů pro dynamicky namáhané svary se volí v rozmezí 1,5 až 3. Pro toto zařízení byla zvolena bezpečnost $k = 2$. Tloušťka svařovaných plechů je $s = 15 \text{ mm}$ a délka svařovaného spoje je $l_1 = 260 \text{ mm}$. [19]



Obr. 9-6: Schéma namáhání tupého svaru [19]

Výpočet kontroly svaru:

$$\sigma_{\perp} = \frac{M_o}{W_{OSV}} \leq \alpha_{\perp} \cdot \frac{R_e}{k} \quad (23)$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{6 \cdot F_{as} \cdot a_r}{s \cdot l^2} \leq \alpha_{\perp} \cdot \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{6 \cdot 555 \cdot 239}{15 \cdot 260^2} \leq 0,85 \cdot \frac{186}{2}$$

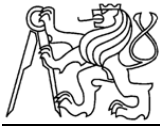
$$\sigma_{\perp} = 0,78 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 79 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Z výsledků kontroly svaru je patrné, že svar je vyhovující.

9.6 Kontrola hřídele pastorku

Statická kontrola hřídele pastorku spočívá v porovnání redukovaného napětí s dovoleným napětím dle materiálu hřídele. Na hřídel pastorku působí síly od ozubení a od šnekové převodovky.

Síla od ozubení jsou tečná síla $F_p = 455,2 \text{ N}$ a radiální síla F_R , která se vypočte dle (24). Síla od šnekové převodovky F_{ξ} je dána potřebným kroutícím momentem, který se musí vyvinout k natočení kolébky, a průměrem hřídele pastorku. Tento moment je



$M_k = 10\,015\text{ N} \cdot \text{mm}$ a průměr hřídele je $d_p = 18\text{ mm}$. Tato síla se poté vypočte dle (25). Tímto kroutícím momentem je také zatížena hřídel pastorku.

Radiální síla od ozubení je dána tečnou silou vycházející z kroutícího momentu a úhlu záběru, který je $\alpha_n = 20^\circ$. [18]

Radiální síla se vypočte:

$$\begin{aligned}F_R &= F_p \cdot \tan \alpha_n & (24) \\F_R &= 455,2 \cdot \tan 20^\circ \\F_R &= 166\text{ N}\end{aligned}$$

Síla od šnekové převodovky se vypočte:

$$\begin{aligned}F_s &= \frac{2 \cdot M_k}{d_p} & (25) \\F_s &= \frac{2 \cdot 10\,015}{18} \\F_s &= 1\,113\text{ N}\end{aligned}$$

Hřídel pastorku je vyroben z materiálu 17 022, který má mez kluzu $R_e = 700\text{ MPa}$. Pro tento hřídel byla zvolena statická bezpečnost $k_s = 3$. Síly působící na hřídel pastorku působí ve dvou rovinách. Hřídel byla kontrolována v místech nejmenšího průřezu a tam kde je maximální ohybový moment.

$$\begin{aligned}\sigma_D &= \frac{R_e}{k_s} & (26) \\ \sigma_D &= \frac{700}{3} \\ \sigma_D &= 233\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\end{aligned}$$

Průřezový modul v ohybu se vyjádří:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (27)$$



Průřezový modul v krutu se vyjádří:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (28)$$

Jelikož je hřídel zatěžována ve dvou rovinách y a z. Musejí se ohybové momenty z jednotlivých rovin M_{oy} a M_{oz} složit dle (29) na výsledný ohybový moment M_o ve sledovaném místě.

$$M_o = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{oz}^2} \quad (29)$$

Reakce v ložiskách složí analogicky jako momenty dle (30).

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (30)$$

Ohybový napětí se vyjádří jako:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (31)$$

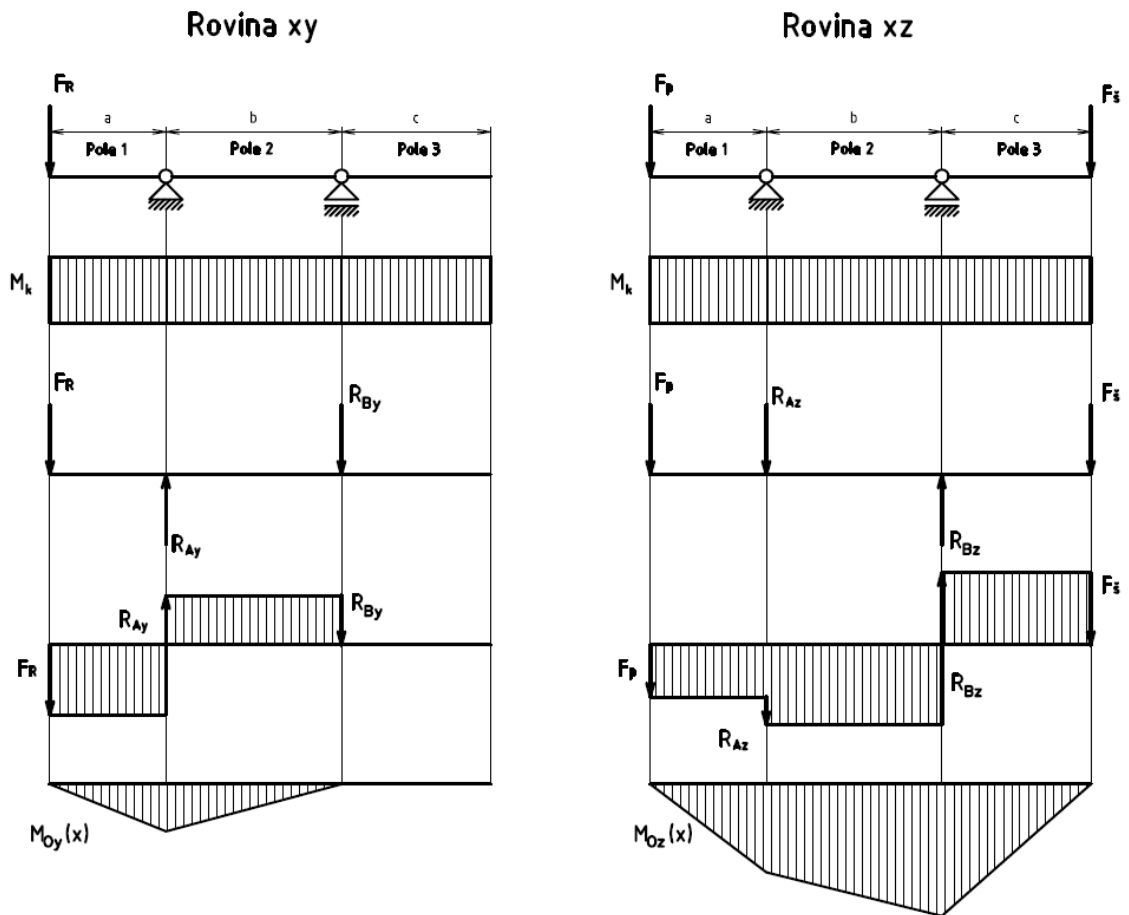
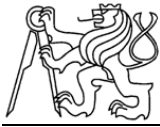
Smykové napětí se vyjádří jako:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (32)$$

Redukované napětí v ohybu se vyjádří dle (33). Součinitel α je zde uvažováno $\sqrt{3}$ dle metody HMM. [18]

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} \quad (33)$$

Síly působící na hřídel jsou uvedeny výše. Vzdálenosti mezi zatěžujícími silami jsou zobrazeny, spolu s průběhy ohybových momentů, na (Obr. 9-7). Vzdálenost mezi tečnou silou a pevnou podporou je $a = 35 \text{ mm}$, vzdálenost mezi ložisky je $b = 53 \text{ mm}$ a vzdálenost mezi posuvnou podporou a silou od šnekové převodovky je $c = 45 \text{ mm}$.



Obr. 9-7: Průběhy momentů a posouvajících sil ve dvou rovinách

Rovnováha sil:

Rovina xy

Rovina xz

$$\sum_{y,z} F: \quad F_R - R_{Ay} + R_{By} = 0 \quad (34)$$

$$F_p + R_{Az} - R_{Bz} + F_{\xi} = 0 \quad (36)$$

$$\sum M_A: \quad F_R \cdot a - R_{By} \cdot b = 0 \quad (35)$$

$$F_p \cdot a + R_{Bz} \cdot b - F_{\xi} \cdot (b + c) = 0 \quad (37)$$

Průběhy ohybových momentů:

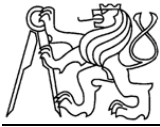
$$\text{Pole 1} \quad M_{oy1}(x) = -F_R \cdot x \quad x \in \langle 0; a \rangle \quad (38)$$

$$\text{Pole 2} \quad M_{oy2}(x) = -F_R \cdot x + R_{Ay} \cdot (x - a) \quad x \in \langle a; b \rangle \quad (39)$$

$$\text{Pole 1} \quad M_{oz1}(x) = -F_p \cdot x \quad x \in \langle 0; a \rangle \quad (40)$$

$$\text{Pole 2} \quad M_{oz2}(x) = -F_p \cdot x - R_{Az} \cdot (x - a) \quad x \in \langle a; b \rangle \quad (41)$$

$$\text{Pole 3} \quad M_{oz3}(x) = -F_p \cdot x - R_{Az} \cdot (x - a) + R_{Bz} \cdot (x - a - b) \quad x \in \langle b; c \rangle \quad (42)$$



Výpočet reakcí:

Dosazení a vyjádření z rovnic (34) a (35):

$$R_{Ay} = F_R + \frac{F_R \cdot a}{b}$$

$$R_{Ay} = 166 + \frac{166 \cdot 35}{53}$$

$$R_{Ay} = 276 \text{ N}$$

$$R_{By} = \frac{F_R \cdot a}{b}$$

$$R_{By} = \frac{166 \cdot 35}{53}$$

$$R_{By} = 110 \text{ N}$$

Dosazení a vyjádření z rovnic (36) a (37):

$$R_{Az} = \frac{F_{\check{s}} \cdot (b + c) - F_p \cdot a}{b} - F_{\check{s}} - F_p$$

$$R_{Az} = \frac{1\,113 \cdot (53 + 45) - 455,2 \cdot 35}{53} - 1\,113 - 455,2$$

$$R_{Az} = 190 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{\check{s}} \cdot (b + c) - F_p \cdot a}{b}$$

$$R_{Bz} = \frac{1\,113 \cdot (53 + 45) - 455,2 \cdot 35}{53}$$

$$R_{Bz} = 1\,758 \text{ N}$$

Celková reakce na ložisko A se vypočte dle vzorce (30):

$$R_A = \sqrt{276^2 + 190^2}$$

$$R_A = 335 \text{ N}$$



Celková reakce na ložisko B se vypočte dle vzorce (30):

$$R_B = \sqrt{110^2 + 1758^2}$$

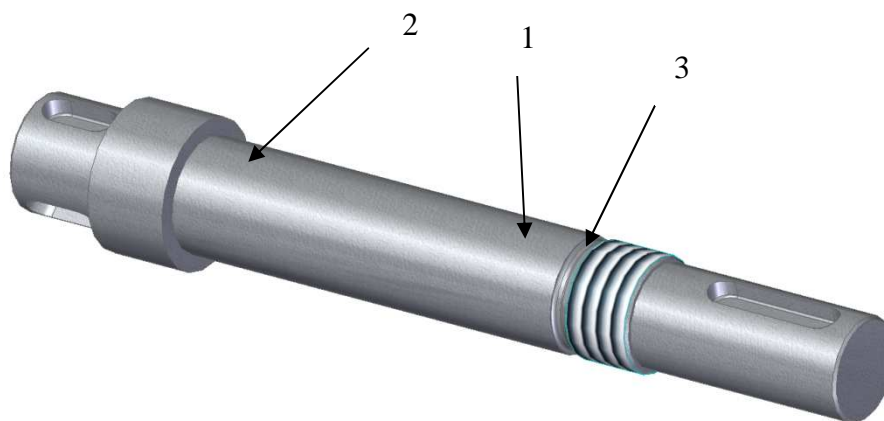
$$R_A = 1762 \text{ N}$$

Reakce v podporách hřídele pastorku jsou shrnuty v tabulce (Tab. 9-8).

Pevná podpora R_A	Volná podpora R_B
$R_{Ay} = 276 \text{ N}$	$R_{By} = 110 \text{ N}$
$R_{Az} = 190 \text{ N}$	$R_{Bz} = 1758 \text{ N}$
$R_A = 335 \text{ N}$	$R_B = 1762 \text{ N}$

Tab. 9-8: Reakce v podporách hřídele pastorku

Sledovaná místa na hřídeli pastorku jsou místa, kde je maximální ohybový moment v každé z rovin (1, 2) a tam, kde je minimální průřez hřídele (3). Toto místo je drážka za závitem.



Obr. 9-8: Hřídel pastorku

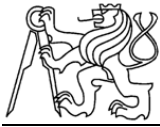
Výpočet je proveden pro místo (1), kde je maximální ohybový moment ($x = 88 \text{ mm}$). Dosadíme do rovnic (39) a (41):

$$M_{oy}(x = 88) = -166 \cdot 88 + 276 \cdot (88 - 35)$$

$$M_{oy}(x = 88) = 0$$

$$M_{oz}(x = 88) = -455,2 \cdot 88 - 190 \cdot (88 - 35) + 1758 \cdot (88 - 35 - 53)$$

$$M_{oz}(x = 88) = -50128 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Výsledný ohybový moment získáme dosazením do vzorce (29):

$$M_o = \sqrt{0^2 + (-50\,128)^2}$$

$$M_o = 50\,128 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průřezový modul v ohybu získáme dosazením do vztahu (27):

$$W_o = \frac{\pi \cdot 20^3}{32}$$

$$W_o = 785,4 \text{ mm}^3$$

Průřezový modul v krutu vypočteme dosazením do vztahu (28):

$$W_k = \frac{\pi \cdot 20^3}{16}$$

$$W_k = 1570,8 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí získáme dosazením do vzorce (31):

$$\sigma_o = \frac{50\,128}{785,4}$$

$$\sigma_o = 63,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Smykové napětí vypočteme dosazením do vztahu (32):

$$\tau_k = \frac{10\,015}{1570,8}$$

$$\tau_k = 6,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Redukované ohybové napětí získáme dosazením do vzorce (33):

$$\sigma_{ored} = \sqrt{63,8^2 + (\sqrt{3} \cdot 6,4)^2}$$

$$\sigma_{ored} = 64,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$



Kontrola spočívá v porovnání redukovaného napětí s napětím dovoleným:

$$\sigma_{ored} \leq \sigma_D$$

$$64,8 < 233 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

V tabulce (Tab. 9-9) jsou přehledně zobrazeny vypočtené hodnoty pro všechna sledovaná místa na hřídeli pastorku.

Sledované místo	1	2	3
Poloha x [mm]	35	88	100
M_{oy} [N · mm]	- 5810	0	0
M_{oz} [N · mm]	- 15 932	- 50 128	- 36 774
M_o [N · mm]	16 958	50 128	36 774
M_k [N · mm]	10 015	10 015	10 015
W_o [mm ³]	785,4	785,4	611,6
W_k [mm ³]	1570,4	1570,4	1223,2
σ_o [N · mm ⁻²]	21,6	63,8	60,1
τ_k [N · mm ⁻²]	6,4	6,4	8,2
σ_{ored} [N · mm ⁻²]	24,3	64,8	61,8
Výsledek	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje

Tab. 9-9: Výsledky kontroly ve sledovaných místech

Z uvedené tabulky (Tab. 9-9) vyplývá, že kontrola pro všechna sledovaná místa vyšla vyhovující.

9.7 Kontrola ložisek

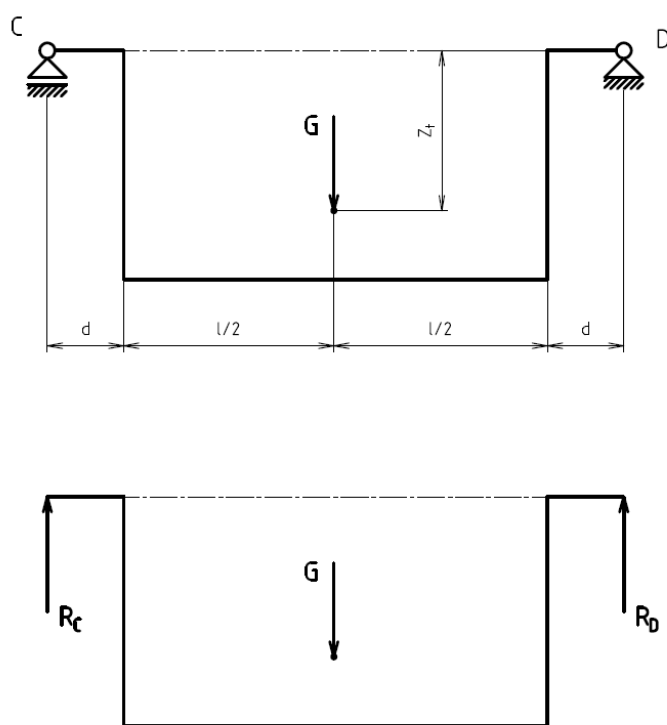
V této kapitole byla provedena kontrola ložisek v kolébce a ložiska v uzlu pastorku. Z důvodu, že se ložiska otáčejí pouze při polohování kolébky a to s velmi malými otáčkami, působí na ložiska, po následné fixaci, již zanedbatelné síly. Proto jsou pro kontrolu uvažovány pouze síly při polohování kolébky. Reakce v podporách v kolébce byly vypočteny dle schématu (Obr. 9-9) a jejich hodnota byla vypočtena dle vzorce (44). Reakce v podporách hřídele pastorku jsou v tabulce (Tab. 9-8).

Výpočet reakcí v podporách je uvažován dle (Obr. 9-9). Na kolébku působí síla od tíhy kolébky a komponent umístěna v těžišti. Tato síla je $G = 645 \text{ N}$. Poloha těžiště od osy otáčení je $Z_T = 124,2 \text{ mm}$. Délka kolébky je $l = 350 \text{ mm}$ a převislé konce jsou $d = 40 \text{ mm}$.



Kontrola ložisek byla provedena pouze staticky a to pomocí statického bezpečnostního faktoru s_0 dle vzorce (43), kde C_0 je statická únosnost a P_0 je statické ekvivalentní zatížení. Statický bezpečnostní faktor pro čárový styk je $s_0 = 5$. [24]

$$P_0 \leq \frac{C_0}{S_0} \quad (43)$$



Obr. 9-9: Zatížení a uvolnění kolébky při polohování

Reakce v ložiskách se vypočítají:

$$R_C = R_D = \frac{G}{2} \quad (44)$$

$$R_C = R_D = \frac{645}{2}$$

$$R_C = R_D = 322,5 \text{ N}$$



Kontrola ložiska NKIA 5903 (uložení kolébky):

Hodnoty statické únosnosti jsou v (Tab. 9-1). Uvažovaná ekvivalentní síla je $P_0 = R_C = 322,5 \text{ N}$.

$$P_0 \leq \frac{C_0}{S_0} \quad (45)$$

$$322,5 \leq \frac{17\,000}{5}$$

$$322,5 < 3\,400 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola ložiska NKIA 5904 (uložení pastorku):

Hodnoty statické únosnosti jsou v (Tab. 9-1). Kontrolováno bylo ložisko v podpoře B, jelikož je více zatěžované. Uvažovaná ekvivalentní síla je $P_0 = R_B = 1\,762 \text{ N}$.

$$P_0 \leq \frac{C_0}{S_0} \quad (46)$$

$$1\,762 \leq \frac{28\,000}{5}$$

$$1\,762 < 5\,600 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

9.8 Kontrola kolébky pomocí MKP

V první části této kapitoly byla provedena kontrola kolébky z hlediska dostatečnosti jednostranného náhonu pro bezpečné najetí do úhlové polohy. Na základě této kontroly byly zjištěny deformace na celé kolébce.

V druhé části bylo ve statické kontrole sledováno napětí, které se porovnávalo s dovolenými hodnotami napětí.

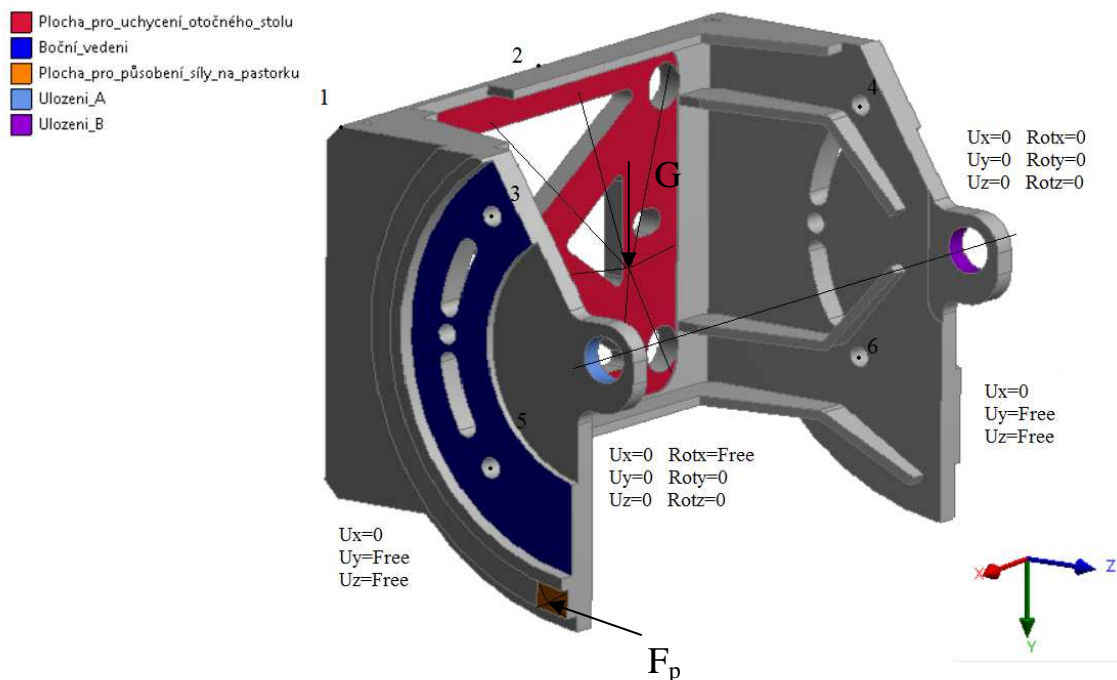
Výpočet byl proveden v programu ANSYS R15.0.

Výpočtový model

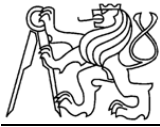
Tento model je zobrazen na obrázku (Obr. 9-10). Geometrie kolébky byla zjednodušena, především o závitové otvory pro připojení krytování, pouzder a pro otvory



na přichycení fixačního segmentu. Výpočet je uvažován v nejméně nepříznivé poloze, když je kolébka natočená o 90° . V této úhlové pozici byla zavedena síla na pastorku $F_p = 455$ N. Dále byla zavedena síla od hmotnosti otočného stolu a dalších komponentů umístěných na kolébce. Velikost této síly je $G = 645$ N. Tato síla je spojena s plochou kolébky, na které je připevněn otočný stůl. Kolébka je uložena v místech A a B, která nahrazují uložení v tělese zařízení. Z toho důvodu jsou tato uložení vysunuta o 40 mm směrem z kolébky ven. Uložení A je pevná podpora, která má umožněnou rotaci kolem osy otáčení. Uložení B nemá žádný stupeň volnosti, je pro výpočet uvažováno jako vetknutí z důvodu potřeby zjištění nakroucení kolébky. Dále je zde realizováno boční vedení, kde tyto celé plochy slouží k vedení kolébky při jejím natáčení. Kolébka je vysíťována pomocí elementů ve tvaru kvadratického jehlanu, kde je velikost elementu 6 mm, stejně jako je nejmenší tloušťka žebra. Dále byly na kolébce určena sledovaná místa (1 - 6), ve kterých bude sledována deformace. Výpočtový model je pro výpočet kontroly natočení do úhlové polohy stejný jako pro statickou kontrolu kolébky.

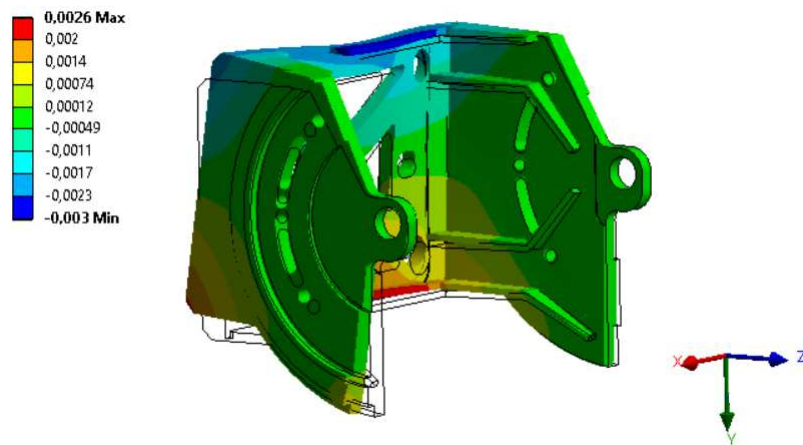


Obr. 9-10: Výpočtový model

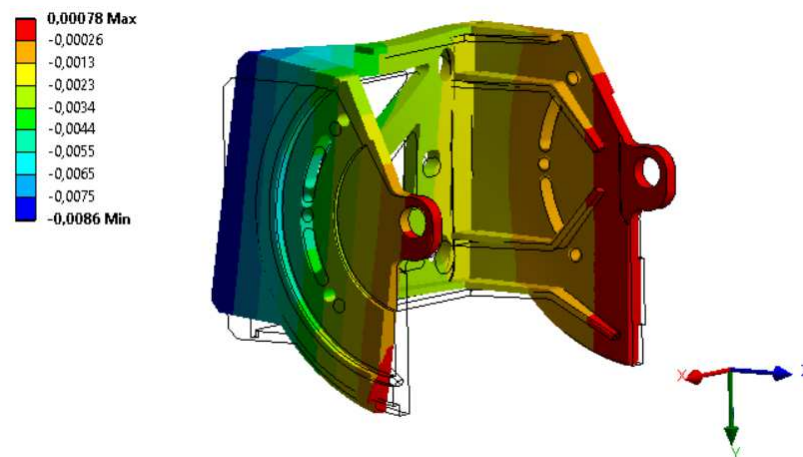


Kontrola bezpečného natočení kolébky do úhlové polohy

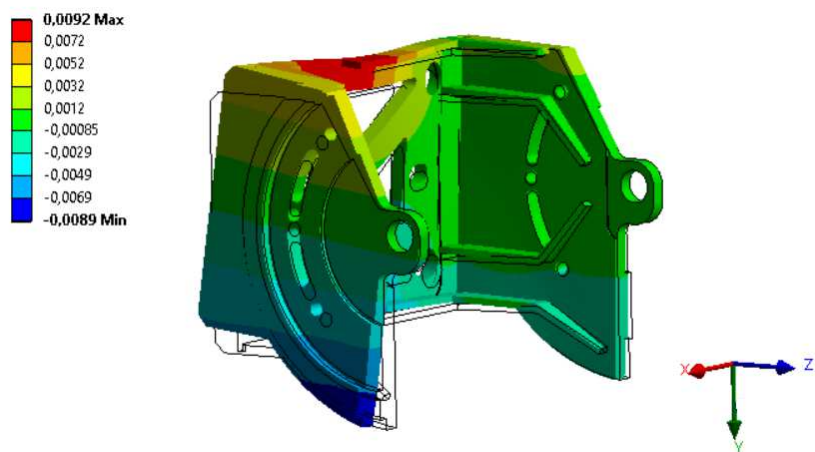
Cílem výpočtu bylo zjistit, jaké vzniknou deformace, na základě zavedeného zatížení. Na obrázcích (Obr. 9-11, Obr. 9-12, Obr. 9-13 a Obr. 9-14) jsou uvedeny výsledky výpočtu deformace ve směrech os X, Y a Z a celková deformace. Výsledné hodnoty deformací jsou v jednotkách mm.



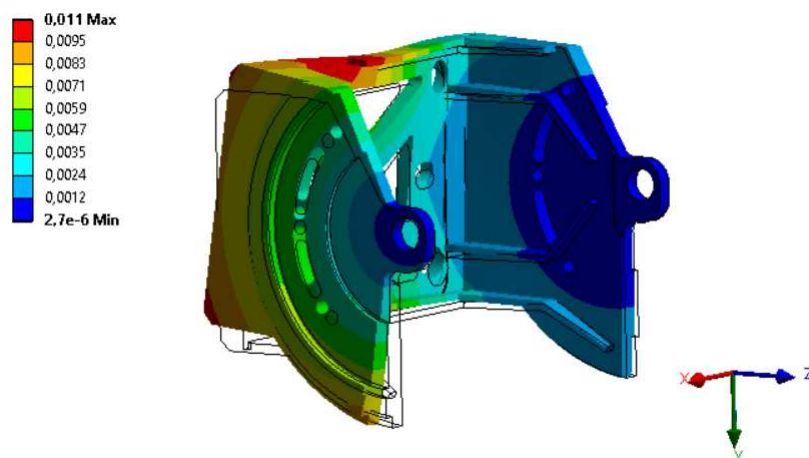
Obr. 9-11: Deformace ve směru osy X



Obr. 9-12: Deformace ve směru osy Y



Obr. 9-13: Deformace ve směru osy Z



Obr. 9-14: Celková deformace



Sledovaná místa	Deformace x [mm] · 10 ⁻³	Deformace y [mm] · 10 ⁻³	Deformace z [mm] · 10 ⁻³	Celková deformace [mm] · 10 ⁻³
1	-2,18	-7,97	4,42	9,54
2	-2,15	-3,92	8,94	9,26
3	0,0077	-3,22	3,05	4,23
4	0,011	-0,54	0,94	1,12
5	-0,011	-3,33	-3,91	5,28
6	-0,017	-0,56	-0,86	1,02

Tab. 9-10: Sledovaná místa deformací na kolébce

Z výsledných hodnot (viz Tab. 9-10) bylo usouzeno, že pro natáčení kolébky bude stačit jednostranný náhon, jelikož hodnoty posunutí v jednotlivých směrech se pohybují maximálně v 0,015 mm. Tato hodnota je pro najetí do polohy a následnou fixaci dostačující.

Statická kontrola kolébky

V tomto výpočtu bylo zjištěno redukované napětí v celé kolébce a porovnáno s dovolenou hodnotou pro materiál kolébky, při použití vhodného součinitele bezpečnosti. Kolébka je svařenec z materiálu 11 373, který má mez kluzu $R_e = 186 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Statická bezpečnost byla zvolena $k_s = 3$.

Dovolená hodnota se pak vypočte:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_s} \quad (47)$$

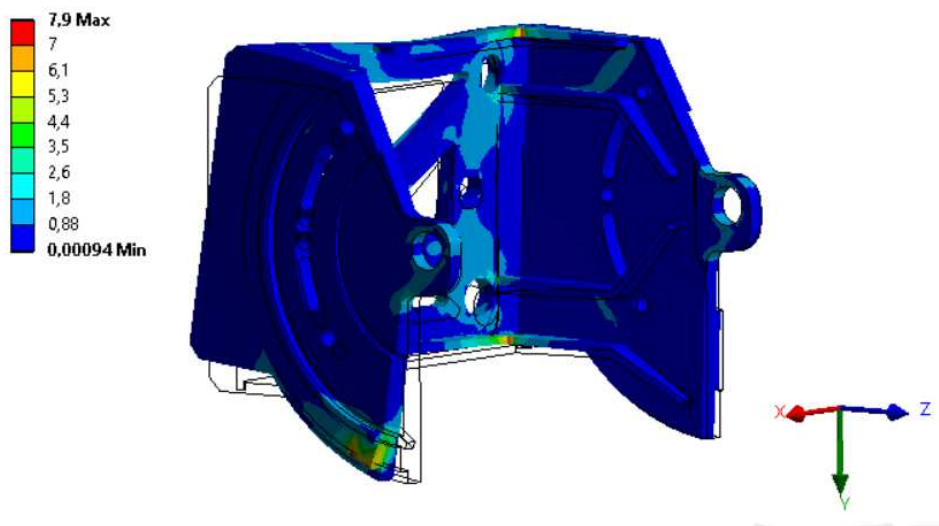
$$\sigma_D = \frac{186}{3}$$

$$\sigma_D = 62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Výsledné hodnoty jsou zobrazeny na obrázku (Obr. 9-15). Hodnoty napětí jsou v jednotkách $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Z výsledků je patrné, že pevnostní kontrola kolébky je vyhovující. Maximální hodnota napětí $\sigma = 7,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ je menší než dovolená hodnota



$\sigma_D = 62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Maximální hodnoty napětí jsou v místě působení síly od pastorku a v rozích podélných žeber.



Obr. 9-15: Napětí v celé kolébce

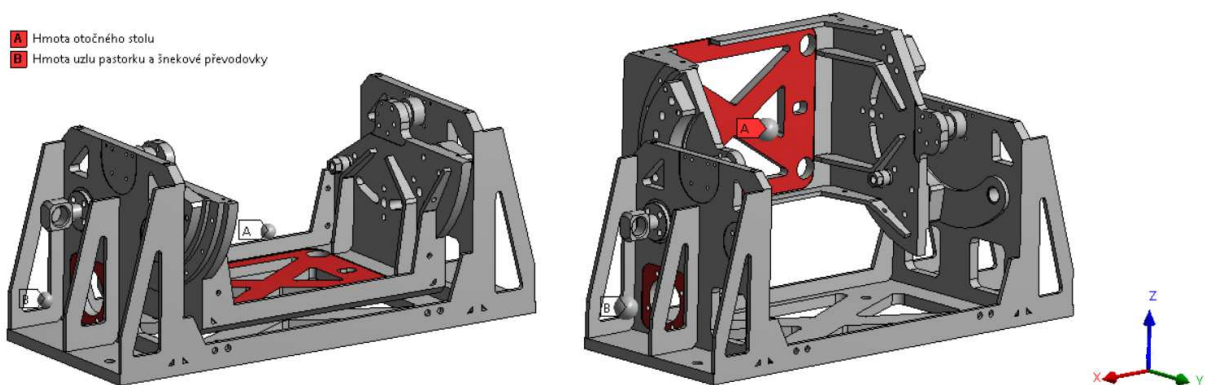
9.9 Modální analýza zařízení

Modální analýza se využívá pro zjištění vlastních frekvencí zařízení a příslušných vlastních tvarů kmitů. Tyto frekvence ukazují nebezpečné provozní stavy. V těchto stavech by se zařízení nemělo používat, aby nedošlo ke shodě vlastní frekvence a budící síly, což by způsobilo, že by se zařízení dostalo na rezonanci a k velkým amplitudám kmitání. To ovlivňuje životnost zařízení a mohlo by dojít k poškození zařízení. Dále se tato analýza používá pro určení míst na konstrukci, která nejsou dostatečně tuhá. [26]

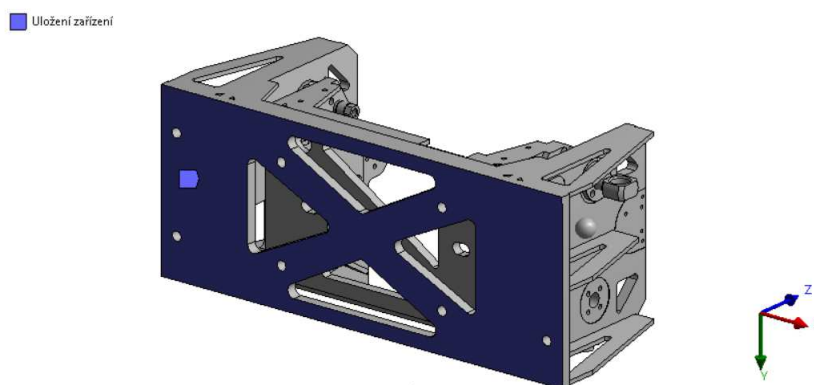
Modální analýza celého zařízení bude provedena ve dvou konfiguracích. První poloha je počáteční poloha zařízení a druhá je při natočení kolébky o 90° . Výpočtový model (viz Obr. 9-16) pro analýzu byl zjednodušen. V místech uložení kolébky (v ose otáčení), byla tato uložení nahrazena plným hřídelem. Hmoty otočného stolu, příruby sklíčidla a sklíčidla byla nahrazena hmotným bodem, který je vztažen na plochu, kde je otočný stůl uchycen. Stejným způsobem byl nahrazen uzel uložení převodovky



a pastorku. Zařízení je uchyceno na stole brusky pomocí sedmi šroubů (viz Obr. 9-17) a je uvažováno, že zařízení je uchyceno celou plochou tělesa. Vypočteno bude prvních 6 vlastních tvarů kmitů a jejich frekvence.



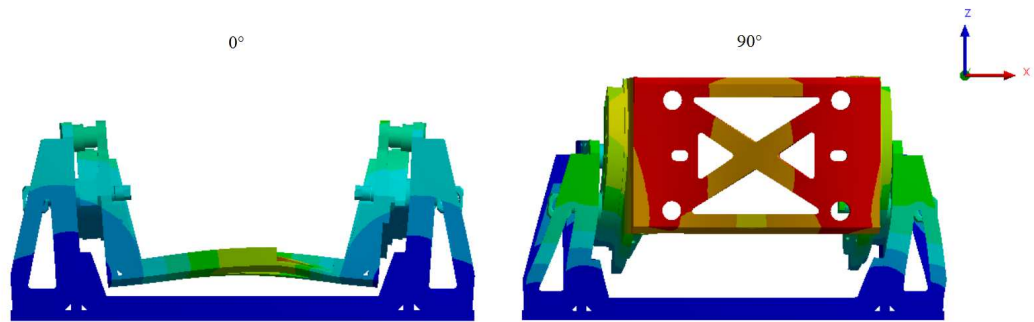
Obr. 9-16: Výpočtový model ve dvou krajních polohách



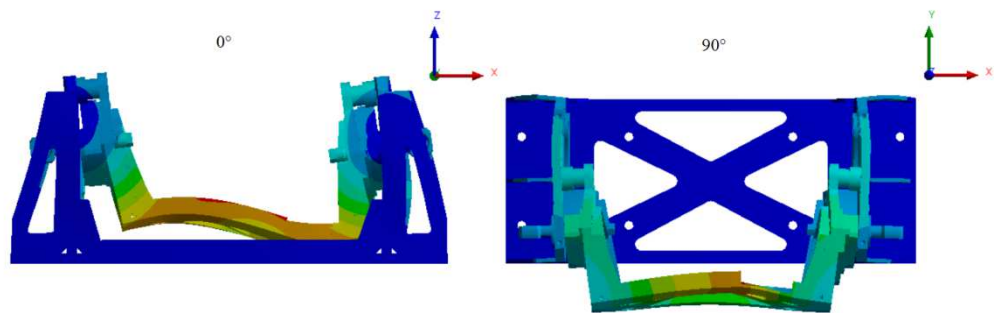
Obr. 9-17: Uložení zařízení

Pořadí	Vlastní frekvence [Hz]	
	Zařízení poloha 0°	Zařízení poloha 90°
1.	211,93	142,31
2.	234,36	200,5
3.	326,72	315,85
4.	442,88	477,86
5.	566,86	578,41
6.	660,67	638,35

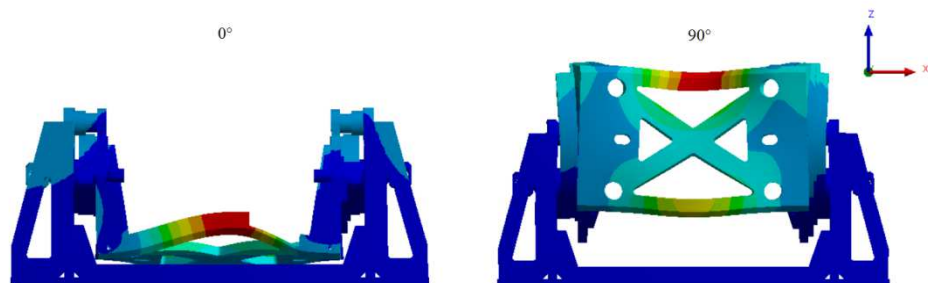
Tab. 9-11: Vlastní frekvence zařízení



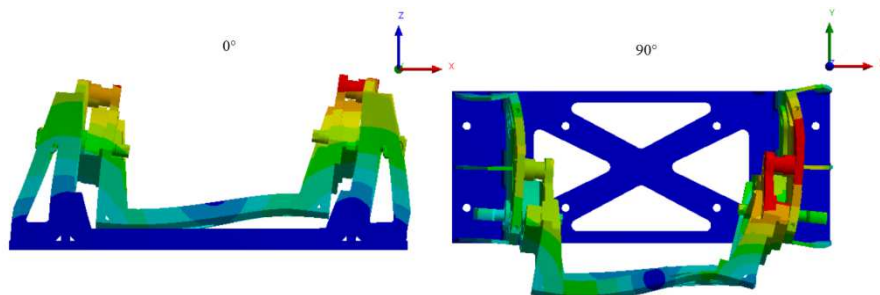
Obr. 9-18: 1. vlastní tvar kmitu obou poloh



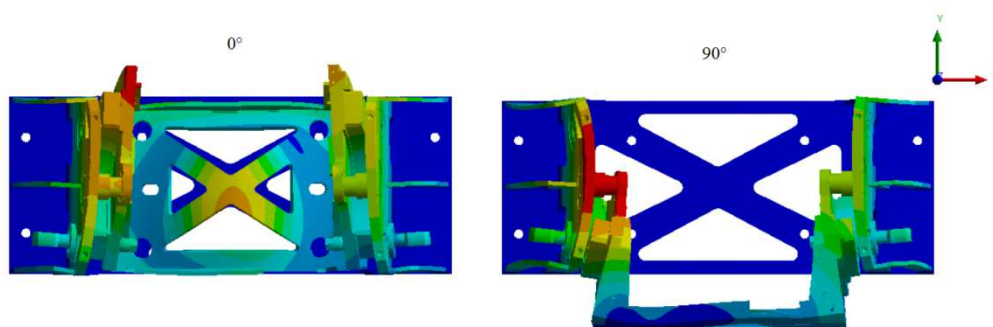
Obr. 9-19: 2. vlastní tvar kmitu obou poloh



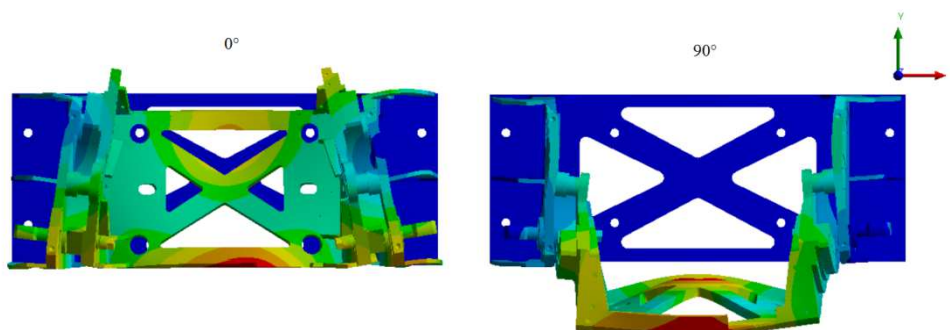
Obr. 9-20: 3. vlastní tvar kmitu obou poloh



Obr. 9-21: 4. vlastní tvar kmitu obou poloh



Obr. 9-22: 5. vlastní tvar kmitu obou poloh



Obr. 9-23: 6. vlastní tvar kmitu obou poloh

V tabulce (Tab. 9-11) jsou uvedeny vlastní frekvence pro obě konfigurace zařízení. Následně jsou jednotlivé vlastní tvary kmitů na vlastních frekvencích zobrazeny na obrázcích (Obr. 9-18, Obr. 9-19, Obr. 9-20, Obr. 9-21, Obr. 9-22 a Obr. 9-23). Bruska na broušení rovinných ploch má brousící vřeteno s otáčkami $n = 2670 \text{ min}^{-1}$ (viz tabulka Tab. 3-5).



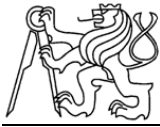
Z těchto otáček je možné vypočítat otáčkovou frekvenci dle vztahu (48):

$$f_n = \frac{n}{60} \quad (48)$$

$$f_n = \frac{2670}{60}$$

$$f_n = 44,5 \text{ Hz}$$

Dle výpočtu otáčkové frekvence (48) a jejích násobků (89 Hz, 133,5 Hz, 178 Hz, 225 Hz a 267 Hz) lze usoudit, že není shoda mezi vlastními frekvencemi zařízení a budící frekvencí. Modální analýza dále ukázala poddajná místa na konstrukci, která jsou vidět v obrázcích (Obr. 9-18, Obr. 9-19 a Obr. 9-20). Tyto poddajná místa na konstrukci zařízení nemají vliv na tuhost konstrukce.

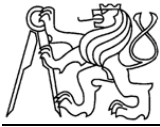


10 Závěr

V první části této diplomové práce byla provedena studie hornin a způsobů jejich zpracování. Pro jednotlivé způsoby opracování byly uvedeny hlavní představitelé obráběcích strojů. Z poznatků a dostupných zdrojů k problematice opracování mnohostěňů bylo zjištěno, že řešení tohoto principu je jenom od Yoshitaky Nary z Japonska. Jeho řešení spočívá v polohování obrobku, z polotovaru tvaru válce, v přípravku v jedné ose a ručním natáčením v ose druhé. Broušení je prováděno na brusce na broušení rovinných ploch. Z rešerše vyplývá, že nejvhodnější způsob pro zpracování kamene u tohoto principu je broušení, vzhledem k nástroji a malému odběru třísky. Pro broušení kamene je nejvhodnější použití diamantového brusného kotouče.

V druhé části byly nejdříve navrženy mnohostěny s rovnoměrným rozložením plošek po ploše a s přihlédnutím ke tvaru polotovaru (válec nebo koule). Dále byly navrženy tři konstrukční varianty, kde první varianta je realizována pro polotovar koule a pro broušení na brusce na broušení rovinných ploch. Základem je otočný stůl, dělicí mechanismus s opěrným hrotem a kazeta, do které se upíná polotovar tvaru koule. Tato varianta má mechanické ovládání. Druhá varianta je naklápěcí kolébka s otočným stolem. Jedna rotační osa je realizována pomocí otočného stolu a druhá pomocí naklápěcí kolébky. Tato varianta je pro polotovar tvaru válce a její ovládání je mechanické s přípravou pro možnou automatizaci. Třetí varianta je jednoúčelové zařízení, které obsahuje brusné vřetenno a polohovatelné sklíčidlo pro uchycení polotovaru (v tomto případě válec). Dále je součástí kruhové vedení, na kterém je křížový stůl s brousícím vřetenem. Z toho plyne, že jednu rotační osu vytváří polohovatelné sklíčidlo a druhou brousící vřetenno na kruhovém vedení. Tato varianta má již automatické řízení. Na základě více kritériální analýzy byla zvolena jako nejvhodnější varianta č. 2, která byla detailně zpracována.

Ve třetí části byla finální varianta konstrukčně zpracována. Než se dospělo k finální variantě prošel návrh několika optimalizačními kroky. Prvním krokem optimalizace byla úprava na oboustranný pohon obou řemenic. Po bližším řešení bylo zjištěno, že naklápění kolébky pomocí ozubených řemenic v ose rotace je nevyhovující. Z toho důvodu byl navržen druhý krok optimalizace. Tento krok spočívá v přidání ozubeného převodu, který naklápí kolébku. Poté vyvstala otázka, zda by nestačil pouze jednostranný pohon kolébky. Po provedení analýzy pomocí MKP bylo zjištěno, že jednostranný náhon je vyhovující.



Z toho důvodu byl navržen poslední optimalizační krok a byla vytvořena finální konstrukce. Finální konstrukce se podstatně zjednodušila a zlehčila, což vedlo i ke snížení ceny celého zařízení. Následně byly pro finální konstrukci provedeny návrhové a kontrolní výpočty. Nejdříve bylo zjištěno, jaké síly působí na zařízení. Jsou to síly od broušení, síla od hmotnosti natáčených hmot a síla od zrychlení symetrického hydromotoru, pohybujícího se stolem brusky. Dále byl proveden výpočet ozubení a jeho následná kontrola, návrh ložisek a jejich statická kontrola. Následovala kontrola fixačních čepů a svarů. U hřídele pastorku byla provedena statická kontrola. Ve výpočetním programu Ansys byla provedena statická kontrola kolébky, z důvodu zjištění maximálních deformací a z důvodu bezpečného najíždění do úhlových pozic. Následně byla provedena modální analýza celého zařízení ve dvou krajních polohách. V analýze byly zjištěny vlastní tvary kmitů při vlastních frekvencích a byly porovnány s budící otáčkovou frekvencí brousícího vřetena. Dále analýza poukázala na poddajnější místa na konstrukci, která ale nemají vliv na tuhost konstrukce.

V poslední části byl vytvořen 3D model zařízení a kompletní výrobní dokumentace spolu se specifikací všech nakupovaných dílů. Následně byla kompletní výrobní dokumentace předána zadavateli této diplomové práce. Poté byla poptána výroba a montáž navrženého zařízení a dle výběrového řízení zadavatele byla vybrána firma, která toto zařízení vyrobí a smontuje.

Z uvedeného závěru lze konstatovat, že práce splňuje stanovené cíle. Nad rámec zadání byla provedena modální analýza zařízení. V dalším kroku by mělo následovat oživení zařízení spolu se zkušebními testy. Při úspěšných testech by možná další spolupráce spočívala v navržení automatizace obou rotačních os pro částečně bezobslužný provoz.



11 Seznamy

11.1 Seznam obrázků

Obr. 3-1: Formátovací pila CARBO 6 od firmy KASPE [4].....	19
Obr. 3-2: Zkracovací pila CARBO 4 od firmy KASPE [4].....	20
Obr. 3-3: Bruska ZVL BRH 20A [2].....	21
Obr. 3-4: Brousící a frézovací rameno BR 100F [4]	23
Obr. 3-5: Brousící rameno EMR-BG [6]	23
Obr. 3-6: Bruska SPA 14/41 HP W K na broušení desek [4].....	24
Obr. 3-7: Bruska FSG-H/B 2460 CNC [7]	25
Obr. 3-8: Bruska FS - 420 - SD na broušení rovinných ploch [8].....	26
Obr. 3-9: Stranová bruska EMB - 32 CNC [6]	26
Obr. 3-10: Diamantové brousící kotouče [11]	27
Obr. 4-1: Měřicí ultrazvukové zařízení [1].....	28
Obr. 4-2: Diamantový dutý vrták [13]	29
Obr. 4-3: Rotující forma [2].....	29
Obr. 4-4: Zařízení s rotujícími formami [2].....	29
Obr. 4-5: Měřicí zařízení [2].....	30
Obr. 4-6: Rozložení ploch na vzorku [12]	31
Obr. 4-7: Polohovací zařízení, výchozí a finální vzorek [12].....	32
Obr. 4-8: Mnohostěny - 66, 74 a 98 ploch.....	32
Obr. 4-9: Mnohostěny - 18 a 34 ploch [14]	33
Obr. 5-1 Vyjmutý segment pro výpočet poloměru polotovaru.....	35
Obr. 5-2 Možnosti před hrubování	37
Obr. 5-3: Mnohostěn z polot. tvaru koule s rozložením ploch po 15° v osách rotace x a z	37
Obr. 5-4: Mnohostěn z polot. tvaru válce s rozložením ploch po 15° v osách rotace x a z	37
Obr. 5-5: Uspořádání návrhu č. 1	38
Obr. 5-6: Ustavení měřicího trnu	39
Obr. 5-7: Kazeta.....	40
Obr. 5-8: Polohovací zařízení - návrh č. 2	41
Obr. 5-9: Uzel uložení čepu	42
Obr. 5-10: Ložisko NKIA59 [15]	43
Obr. 5-11: Fixace v poloze pohled č. 1	43
Obr. 5-12: Segment pro vymezení vůle a fixaci	43
Obr. 5-13: Fixace polohy pohled č. 2	43
Obr. 5-14: Polohovací zařízení umístěné na brusce ZVL BRH 20A.....	44
Obr. 5-15: Varianta č. 3	45
Obr. 7-1: Experimentální zařízení - oboustranný náhon.....	51
Obr. 7-2: Zařízení - oboustranný náhon ozubeným segmentem a pastorkem	52
Obr. 7-3: Zařízení s ozubeným segmentem - zadní pohled	52
Obr. 7-4: Finální konstrukce	53

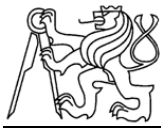


Obr. 7-5: Finální konstrukce - zadní pohled	54
Obr. 7-6: Natočení kolébky do krajní polohy	54
Obr. 7-7: Úhlové drážky v kolébce	55
Obr. 7-8: Uzel fixačního čepu	56
Obr. 7-9: Uzel uložení pastorku	57
Obr. 7-10: Uzel spojení kolébky a tělesa	58
Obr. 7-11: Otočný stůl RT200	58
Obr. 7-12: Šneková převodovka CMIS - 040 - 020U	59
Obr. 7-13: Samostředící sklíčidlo IUM 160/4-M-M1	60
Obr. 7-14: Těleso s vodícími pásy Turcite - B Slydway	60
Obr. 7-15: Pryžový doraz vypouklý [23]	61
Obr. 7-16: Pryžový doraz typu E [23]	61
Obr. 7-17: Otočné kolo [23]	61
Obr. 8-1: Polohovaná tělesa	62
Obr. 8-2: Poloha těžiště	63
Obr. 8-3: Řezná síla a její složky při broušení [17]	64
Obr. 9-1: Ozubený převod	68
Obr. 9-2: Schéma rozložení sil kolébky a pastorku	69
Obr. 9-3: Uzel fixování polohy	74
Obr. 9-4: Zatížení fixačního čepu	74
Obr. 9-5: Svařenec tělesa	76
Obr. 9-6: Schéma namáhání tupého svaru [19]	77
Obr. 9-7: Průběhy momentů a posouvajících sil ve dvou rovinách	80
Obr. 9-8: Hřídél pastorku	82
Obr. 9-9: Zatížení a uvolnění kolébky při polohování	85
Obr. 9-10: Výpočtový model	87
Obr. 9-11: Deformace ve směru osy X	88
Obr. 9-12: Deformace ve směru osy Y	88
Obr. 9-13: Deformace ve směru osy Z	89
Obr. 9-14: Celková deformace	89
Obr. 9-15: Napětí v celé kolébce	91
Obr. 9-16: Výpočtový model ve dvou krajních polohách	92
Obr. 9-17: Uložení zařízení	92
Obr. 9-18: 1. vlastní tvar kmitu obou poloh	93
Obr. 9-19: 2. vlastní tvar kmitu obou poloh	93
Obr. 9-20: 3. vlastní tvar kmitu obou poloh	93
Obr. 9-21: 4. vlastní tvar kmitu obou poloh	94
Obr. 9-22: 5. vlastní tvar kmitu obou poloh	94
Obr. 9-23: 6. vlastní tvar kmitu obou poloh	94



11.2 Seznam tabulek

Tab. 3-1: Fyzikální a mechanické vlastnosti hornin [3], [9], [10]	16
Tab. 3-2: Řezné parametry pro řezání hornin [3]	18
Tab. 3-3: Technické parametry pily CARBO 6 [4]	19
Tab. 3-4: Technické parametry pily CARBO 4 [4]	20
Tab. 3-5: Technické parametry brusky ZVL BRH 20A [20]	22
Tab. 3-6: Technické parametry stroje BR 100F [4]	22
Tab. 5-1: Počty plošek polotovaru tvaru koule	35
Tab. 5-2: Počty ploch pro polotovar tvaru válec	36
Tab. 5-3: Celkové náklady navrhovaných variant	46
Tab. 6-1: Finanční meze	47
Tab. 6-2: Kritéria	47
Tab. 6-3: Váha kritérií	48
Tab. 6-4: Způsob přiřazení bodů	48
Tab. 6-5: Rozhodovací tabulka	49
Tab. 6-6: Bodovací tabulka	49
Tab. 6-7: Výsledky	49
Tab. 7-1: Možnosti polohování	55
Tab. 8-1: Pohybující hmoty	62
Tab. 8-2: Velikost působících sil	66
Tab. 9-1: Parametry ložisek NKIA [25]	67
Tab. 9-2: Parametry ozubení	70
Tab. 9-3: Parametry pro výpočet roztečné kružnice d_1	70
Tab. 9-4: Parametry pro výpočet kontroly ozubení z hlediska únavy v dotyku	71
Tab. 9-5: Výsledky kontroly ozubení z hlediska únavy v dotyku	72
Tab. 9-6: Parametry pro výpočet kontroly ozubení z hlediska únavy v ohybu	72
Tab. 9-7: Výsledky kontroly ozubení z hlediska únavy v ohybu	72
Tab. 9-8: Reakce v podporách hřídele pastorku	82
Tab. 9-9: Výsledky kontroly ve sledovaných místech	84
Tab. 9-10: Sledovaná místa deformací na kolébce	90
Tab. 9-11: Vlastní frekvence zařízení	92



11.3 Seznam použitého softwaru

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Microsoft Office Powerpoint 2007

Solid Edge ST6

AutoCAD 2015

Ansys R15.0



11.4 Seznam příloh

- Textové přílohy

Textová příloha č. 1 - Výpočet základních rozměrů ozubeného převodu - výpis z programu Microsoft Office Excel

Textová příloha č. 2 - Výpočet kontroly ozubeného převodu - výpis z programu Microsoft Office Excel

- Výkresová dokumentace

Sestava:

Název:	Číslo výkresu:
SESTAVA PZ	PZ - 2015 - 01
KUSOVNÍK PZ	PZ - 2015 - 01K, LIST 1-4

Výkresy tělesa:

Název:	Číslo výkresu:
OBROBENÉ TĚLESO	PZ - 2015 - 01 - 02
SVAŘENEC TĚLESA	PZ - 2015 - 01 - 02A
TĚLESO - OBROBENÉ NÁVARKY	PZ - 2015 - 01 - 02A - 01
TĚLESO - PŘILEPENÉ VODÍCÍ PÁSY TURCITE	PZ - 2015 - 01 - 02A - 02
VÝPALEK - ZÁKLADNA TĚESO	PZ - 2015 - 01 - 02 - 01
VÝPALEK - BOČNICE TĚLESA - PRAVÁ	PZ - 2015 - 01 - 02 - 02
VÝPALEK - BOČNICE TĚLESA - LEVÁ	PZ - 2015 - 01 - 02 - 03
BOČNICE TĚLESA - PRAVÁ - OBROBENÁ	PZ - 2015 - 01 - 02 - 04
BOČNICE TĚLESA - LEVÁ - OBROBENÁ	PZ - 2015 - 01 - 02 - 05
SVAŘENEC BOČNICE - PRAVÁ	PZ - 2015 - 01 - 02 - 06
SVAŘENEC BOČNICE - LEVÁ	PZ - 2015 - 01 - 02 - 07
NÁVAREK BOČNICE	PZ - 2015 - 01 - 02 - 08
ŽEBRO TĚLESA - 1	PZ - 2015 - 01 - 02 - 09
ŽEBRO TĚLESA - 2	PZ - 2015 - 01 - 02 - 10
ŽEBRO TĚLESA - 3	PZ - 2015 - 01 - 02 - 11
ŽEBRO TĚLESA - 4	PZ - 2015 - 01 - 02 - 12
VODÍCÍ PÁS TURCITE - B SLYDWAY	PZ - 2015 - 01 - 02 - 13



Výkresy kolébky:

Název:	Číslo výkresu:
OBROBENÁ KOLÉBKA	PZ - 2015 - 01 - 03
SVAŘENEC KOLÉBKY	PZ - 2015 - 01 - 03A
VÝPALEK - ZÁKLADNA KOLÉBKA	PZ - 2015 - 01 - 03 - 01
VÝPALEK - KOLÉBKA BOČNICE	PZ - 2015 - 01 - 03 - 02
VÝPALEK - KOLÉBKA BOČNICE -OBROBENÁ	PZ - 2015 - 01 - 03 - 03
SVAŘENEC - BOČNICE PRAVÁ	PZ - 2015 - 01 - 03 - 04
SVAŘENEC - BOČNICE LEVÁ	PZ - 2015 - 01 - 03 - 05
NÁVAREK - BOČNICE PRAVÁ	PZ - 2015 - 01 - 03 - 06
NÁVAREK - BOČNICE LEVÁ	PZ - 2015 - 01 - 03 - 07
ŽEBRO KOLÉBKY - 1	PZ - 2015 - 01 - 03 - 08
ŽEBRO KOLÉBKY - 2	PZ - 2015 - 01 - 03 - 09
ŽEBRO KOLÉBKY - 3	PZ - 2015 - 01 - 03 - 10
ŽEBRO KOLÉBKY - 4	PZ - 2015 - 01 - 03 - 11
ŽEBRO KOLÉBKY - 5	PZ - 2015 - 01 - 03 - 12

Komponenty:

Název:	Číslo výkresu:
POUZDRO PASTORKU	PZ - 2015 - 01 - 04
HŘÍDEL PASTORKU	PZ - 2015 - 01 - 05
POUZDRO - UZEL TĚLESO A PASTOREK	PZ - 2015 - 01 - 06
VÍKO PASTORKU - LEVÉ	PZ - 2015 - 01 - 07
HŘÍDEL - UZEL KOLÉBKA A TĚLESO	PZ - 2015 - 01 - 08
POUZDRO - UZEL KOLÉBKA A TĚLESO	PZ - 2015 - 01 - 09
POUZDRO FIXACE	PZ - 2015 - 01 - 10
KOLÍK FIXACE	PZ - 2015 - 01 - 11
SEGMENT FIXACE	PZ - 2015 - 01 - 12
POUZDRO KOLÉBKY - PRAVÉ	PZ - 2015 - 01 - 13
POUZDRO KOLÉBKY - LEVÉ	PZ - 2015 - 01 - 14
VÍKO PASTORKU - PRAVÉ	PZ - 2015 - 01 - 15



DIST. KROUŽEK POD KMFE 4	PZ - 2015 - 01 - 16
DIST. KROUŽEK - MEZI LOŽISKO A VÍKO	PZ - 2015 - 01 - 17
DIST. KROUŽEK - MEZI LOŽISKY	PZ - 2015 - 01 - 18
VÍKO - UZEL KOLÉBKA A TĚLESO	PZ - 2015 - 01 - 19
DIST. KROUŽEK - UZEL KOLÉBKA A TĚLESO	PZ - 2015 - 01 - 20
DIST. KROUŽEK POD KM3	PZ - 2015 - 01 - 21
DRŽÁK DORAZU	PZ - 2015 - 01 - 22
DRŽÁK DORAZU SEHMENTU	PZ - 2015 - 01 - 23
DIST. KROUŽEK - ZAJIŠTĚNÍ LOŽISKA	PZ - 2015 - 01 - 24
DIST. KROUŽEK - ZAJIŠTĚNÍ PASTORKU	PZ - 2015 - 01 - 25
PASTOREK	PZ - 2015 - 01 - 26
OZUBENÝ VĚNEC	PZ - 2015 - 01 - 27
DIST. KROUŽEK - UZEL KOLÉBKA A TĚLESO	PZ - 2015 - 01 - 28
PŘÍRUBA SKLÍČIDLA	PZ - 2015 - 01 - 29
KRYT KOLÉBKY - PŘEDNÍ	PZ - 2015 - 01 - 30
KRYT KOLÉBKY - ZADNÍ	PZ - 2015 - 01 - 31
KRYT KOLÉBKY - SVOD	PZ - 2015 - 01 - 32
SKLÍČIDLO 160 - UPRAVENÉ	PZ - 2015 - 01 - 33
MATICE M12	PZ - 2015 - 01 - 34
PODLOŽKA M12	PZ - 2015 - 01 - 35
DIST. KROUŽEK - OTOČNÉ KOLO	PZ - 2015 - 01 - 36
OTOČNÉ KOLO	PZ - 2015 - 01 - 37
DORAZ SKLÍČIDLA 1	PZ - 2015 - 01 - 38
DORAZ SKLÍČIDLA 2	PZ - 2015 - 01 - 39

o Elektronické přílohy (na CD)

3D model ve formátu STEP

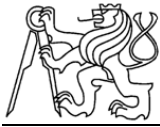
Diplomová práce Návrh experimentálního zařízení pro broušení rovinných ploch
zkušebních vzorků ve formátu PDF

Výkresová dokumentace ve formátu PDF



12 Literatura

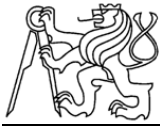
- [1] LOKAJÍČEK Tomáš, SVITEK Tomáš. LABORATORY MEASUREMENT OF ELASTIC ANISOTROPY ON SPHERICAL ROCK SAMPLES BY LONGITUDINAL AND TRANVERSE SOUNDING UNDER CONFINING PREASSURE. ULTRASONICS [online]. 2014. [cit. 19-11-2014]. Dostupné z doi: 10.1016/j.ultras.2014.08.015
- [2] Podklady a informace z Geologického ústavu Akademie věd České republiky
- [3] Dojčar, O.: Dobývání a spracovanie kameňa, skripta VŠT Košice, ALFA Bratislava 1984
- [4] E – katalog KASPE, In: [online]. [cit. 22-10-2014]. Dostupné z: <http://www.kaspe.cz/cz/rezani-kamene/>
- [5] E – katalog BOUDA commercio, In: [online]. [cit. 22-10-2014]. Dostupné z: <http://www.boudacommercio.cz/lesteni-kamene>
- [6] E – katalog EURO MASIV, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: <http://www.euromasiv.cz/cz/>
- [7] E – katalog CHEVALIER, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: http://www.chevalier.com.tw/grinding/pro_fsghb2460cnc.htm
- [8] E – katalog LAFUN MACHINE TOOL, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: http://www.lagun.com/mini_brochure.php?product_id=349
- [9] E – katalog PIEDRA, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: <http://www.piedra.cz/o-kameni>
- [10] E – katalog KAMENICTVÍ TOMEK, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: <http://www.kamenictvi-tomek.cz/>



- [11] NĚMEC, Dobroslav. *STROJNÍ TECHNOLOGIE 3: Strojní obrábění*. Praha: SNTL, 1982. 318 s.
- [12] YOSHITAKA Nara, HARUMI Kato, TETSURO Yoneda, KATSHIKO Kaneko. DETERMINATION OF THREE-DIMENSIONAL MICROCRACK DISTRIBUTION AND PRINCIPAL AXES FOR GRANITE USING A POLYHEDRAL SPECIMEN. ELSEVIER [online]. 2011, 48, 316 - 335. [cit. 19-11-2014]. Dostupné z doi: 10.1016/j.ijrmms.2010.08.009
- [13] E – katalog WEHA, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: <http://www.weha.cz/>
- [14] SANO Osam, KUDO Yozo, MIZUTA Yoshiaki. EXPERIMENTAL DETERMINATION OF ELASTIC CONSTANTS OF OSHIMA GRANITE, BARRE GRANITE, AND CHELMSFORD GRANITE. JOURNAL OF GEOPHYSICAL RESEARCH [online]. 2012, 97, 3367 - 3379. [cit. 5-1-2015]. Dostupné z doi: 10.1029/91JB02934
- [15] E – katalog PRODEJ LOŽISEK, In: [online]. [cit. 5-1-2015]. Dostupné z: http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/NKE/lozisko-nke/Lozisko-NKIA59_22/
- [16] E – katalog První hanácká BOW, In: [online]. [cit. 8-4-2015]. Dostupné z: <http://www.bow.cz/produkt/3356200-horizontalne-vertikalni-kruhovy-delici-stul-rt-200/>
- [17] MASLOV, Je. *Teorie broušení kovů*. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979, 246 s.
- [18] KUGL, Otmar. [et. al.]. *PROJEKT – III. ročník*. Praha: ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-01-03205-1



- [19] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. Druhé doplněné vydání. ÚVALY: PEDAGOGICKÉ NAKLADATELSTVÍ, 2005. 907 s. ISBN 80-7361-011-6
- [20] E – katalog RAVEO, In: [online]. [cit. 18-11-2014]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/snekove-prevodovky-CM>
- [21] E – katalog TOS SVITAVY, In: [online]. [cit. 30-5-2015]. Dostupné z: <http://www.tossvitavy.com/index.php/sklicidla/samostredici-spiralova-sklicidla/9-sklicidla/21-sklicidla-iud-a-ium>
- [22] E – katalog TRELLEBORG, In: [online]. [cit. 30-5-2015]. Dostupné z: http://www.tss.trelleborg.com/global/en/products_2/bearingsbushings/detailpages_bearings/turcite-b-slydway.html
- [23] E – katalog KIPP, In: [online]. [cit. 30-5-2015]. Dostupné z: <http://www.kipp.cz/cz/cs/Produkty/Ovl%C3%A1dac%C3%AD-prvky-normovan%C3%A9-d%C3%ADly/Tlumic%C3%AD-prvky.html>
- [24] E – katalog SKF, In: [online]. [cit. 6-6-2015]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/combined-needle-roller-bearings/needle-roller-actbb-pt/index.html?highlightid=188001003&page=1&imperial=false>
- [25] HOUŠA, Jaromír. *Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985, 287 s.
- [26] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

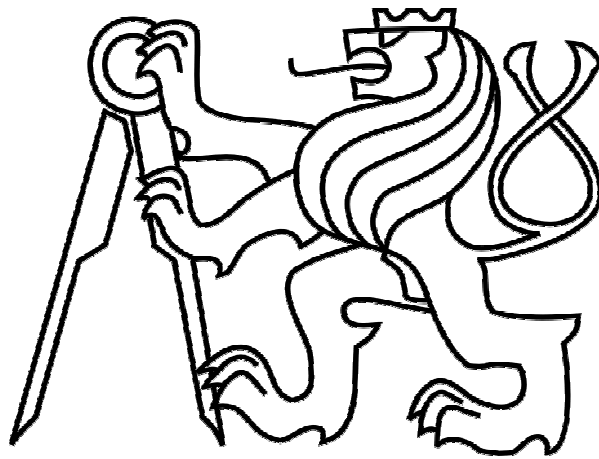


- [27] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS.
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V
Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-
80-214-2629-0.
- [28] *MILL TEST CERTIFICATE: MATERIAL 1.4021*. NAVI MUMBAI, INDIA, 2014.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh experimentálního zařízení pro broušení rovinných ploch zkušebních vzorků

Textové přílohy

2015

Bc. Michal Ulrych



Textová příloha č. 1 - Výpočet základních rozměrů ozubeného převodu - výpis z programu Microsoft Office Excel

Základní rozměry ozubeného převodu

Modul m	Zvoleno	2 mm
Převodový poměr u	Zvoleno	8 [-]
Počet zubů pastorku z_1	Zvoleno	22 zubů
Roztečná kružnice pastorku d_1	$d_1 = m \cdot z_1$	44 mm
Hlavová kružnice pastorku d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	48 mm
Poměrná šířka kola b_{WH}/d_1	Odečteno z tabulky	9 [-]
Šířka pastorku	$b_{WH1} = b_{WH}/d_1 \cdot m$	18 mm
Počet zubů ozubeného segmentu z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$	176 zubů
Roztečná kružnice ozubeného segmentu d_2	$d_2 = m \cdot z_2$	352 mm
Hlavová kružnice ozubeného segmentu d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	356 mm
Poměrná šířka kola b_{WH}/d_2	Odečteno z tabulky	10 [-]
Šířka ozubeného segmentu	$b_{WH2} = b_{WH}/d_2 \cdot m$	20 mm
Mez únavy v dotyku σ_{Hlimb}	Zadáno	1270 N/mm ²
Součinitel přidavných zařízení K_H	Odečteno z grafu	2,175 [-]
Součinitel pro výp. roz. Kružnice f_H	Odečteno z tabulky	770 [-]
Kroutící moment M_k	Zadáno	10 Nm
Přípustné napětí v dotyku σ_{HP}	$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb}$	1016 N/mm ²
Minimální průměr roz. kružnice	Vzorec ve výpočtech	10,63 mm

**Textová příloha č. 2 - Výpočet kontroly ozubeného převodu - výpis z programu Microsoft Office Excel****Kontrola ozubení z hlediska únavy v dotyku**

Součinitel mechnických vlastností Z_E	Odečteno z tabulky	190 (Mpa) ^(1/2)
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů Z_H	Odečteno z grafu	2,5 [-]
Součinitel délky dotykových křivek bků zubů Z_ϵ	Odečteno z grafu	0,875 [-]
Obvodová síla působící na roztečné kružnici F_t	Zadáno	455 N
Pracovní šířka ozubení b_{WH}	$b_{WH1}=b_{WH}/d_1 \cdot m$	18 mm
Roztečná kružnice pastorku d_1	$d_1=m \cdot z_1$	44 mm
Roztečná kružnice ozubeného segmentu d_2	$d_{a1}=d_1+2 \cdot m$	352 mm
Převodový poměr u	Zvoleno	8 [-]
Součinitel drsnosti boků zubů Z_R	Odečteno z tabulky	0,85 [-]
Součinitel vnějších dynamických sil K_A	Odečteno z tabulky	1,5 [-]
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů $K_{H\beta}$	Odečteno z grafu	1,45 [-]
Součinitel přídatných zařízení K_H	$K_H=K_A \cdot K_{H\beta} \cdot 1,2$	2,61 [-]
Mínimální součinitel bezpečnosti v dotyku S_{Hmin}	Zadáno	1,3 [-]
Mez únavy v dotyku σ_{Hlimb}	Odečteno z tabulky	1270 N/mm ²
Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů σ_{HO}	$\sigma_{HO}=Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot ((F_t/(b_{WH} \cdot d_1)) \cdot ((u+1)/u))^{(1/2)}$	334,1 N/mm ²
Přípustné napětí v dotyku $\sigma_{HP1,2}$	$\sigma_{HP1,2}=(\sigma_{Hlimb} \cdot Z_R)/S_{Hmin}$	830,4 N/mm ²
Napětí v dotyku σ_H	$\sigma_H=\sigma_{HO} \cdot odm(K_H)$	539,8 N/mm ²
Součinitel bezpečnosti v dotyku S_H	$S_H=(\sigma_{Hlimb} \cdot Z_R)/\sigma_H$	2 [-]

Kontrola ozubení z hlediska únavy v ohybu

Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí Y_{FS}	Odečteno z grafu	4,3 [-]
Součinitel sklonu zubu Y_β	Odečteno z grafu	1 [-]
Součinitel vlivu záběru profilu Y_ϵ	Odečteno z tabulky	0,575 [-]
Modul m	Zvoleno	2 mm
Mínimální součinitel bezpečnosti v ohybu S_{Fmin}	Zadáno	1,4 [-]
Mez únavy v ohybu σ_{Flimb}	Odečteno z tabulky	700 N/mm ²
Přípustné napětí v ohybu $\sigma_{FP1,2}$	$\sigma_{FP1,2}=\sigma_{Flimb}/S_{Fmin}$	500 N/mm ²
Ohybové napětí v průřezu paty zubu σ_F	$\sigma_F=(F_t/(b_{WH} \cdot m)) \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon$	81,56 N/mm ²
Součinitel bezpečnosti v ohybu S_F	$S_F=\sigma_{Flimb}/\sigma_F$	8,58 [-]