



Disertační práce

Zvyšování dynamických vlastností elektromechanických systémů ovládajících mechanismy strojů

Studijní program:

P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Ing. Aleš Richter

Školitel práce:

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2024

Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má disertační práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

11. března 2024

Ing. Aleš Richter

Poděkování

Děkuji firmě VÚTS, a.s. za poskytnutí zázemí pro měření, možnost využití nejmodernějších technologií a programů. Děkuji svému školiteli a kolegům za trpělivost při konzultaci daných problémů.

Abstrakt

Disertační práce se zabývá problematikou vývoje elektromechanického systému CNC polohovacího stroje, tak aby byly dosaženy optimální dynamické vlastnosti jednotlivých uzlů s ohledem na současný stav poznání. Nároky jsou kladeny především na rychlost polohování, přesnost opakování ustavení obrobku a dlouhou životnost mechanismu.

Práce je postupně představena v jednotlivých výzkumně-vývojových etapách, které jsou všechny nezbytné pro úspěšné dosažení cíle a navazují na sebe.

První etapou je zvolení správného mechanismu pohonu. Kinematické schéma záběru - rolna vs. axiální vačka. Požadavky jsou kladeny na univerzálnost mechanismu (libovolně volitelný úhel kroku), možnost programovat průběh dráhy včetně její první a druhé derivace. Klíčový uzel je podroben pevnostní MKP analýze.

Druhou etapou je zhotovení hnacího mechanismu na základě výpočtu výrobních souřadnic axiální vačky a převedení do souřadnic CNC stroje. Vytvoření přesného 3D modelu z vypočtených křivek, který bude sloužit k porovnání výrobních odchylek axiální vačky. Kontrola na 3D měřícím pracovišti, snížení výrobních odchylek důležitých sestav.

Třetí etapou je ověření správné funkce karuselového stolu. Měření taktu (rychlosti polohování) a přesnosti ustavení pomocí optických inkrementálních rotačních snímačů v osách motor-šnek-talíř karuselu. Nalezení správné řídicí křivky.

Čtvrtou etapou je vylepšení přesnosti polohování karuselu bez nutnosti provedení mechanických úprav funkčního vzorku. Zjištění velikosti chyby polohování a její následné snížení.

Pátou etapou je vyhodnocení spolehlivosti karuselu po dobu jeho předpokládané životnosti. Celková životnost je dána nejslabším členem převodového mechanismu. Jedná se o rotační pohyblivé části převodovky, respektive jejich kontaktní plochy.

Klíčová slova:

Axiální vačka, rotační stůl, karusel, mechatronický model, životnost, přesnost polohování.

Abstract

The dissertation deals with the issue of the development of the electromechanical system of the CNC positioning machine, so that the optimal dynamic properties of individual nodes are achieved with regard to the current state of knowledge. The demands are mainly placed on the speed of positioning, the accuracy of repeating the setting of the workpiece and the long service life of the mechanism.

The work is gradually presented in individual research and development stages, all of which are necessary for the successful achievement of the goal and follow each other.

The first stage is choosing the right drive mechanism. Kinematic diagram of engagement - roll vs. axial cam. Requirements are placed on the universality of the mechanism (any optional step angle), the possibility to program the course of the path including its first and second derivatives. The key node is subjected to a strength FEM analysis.

The second stage is the production of the drive mechanism based on the calculation of the production coordinates of the axial cam and conversion to the coordinates of the CNC machine. Creation of an accurate 3D model from the calculated curves, which will be used to compare manufacturing deviations of the axial cam. Inspection at the 3D measuring workplace, reduction of production deviations of important assemblies.

The third stage is the verification of the correct function of the carousel table. Measurement of tact (positioning speed) and positioning accuracy using optical incremental rotation sensors in the motor-screw-plate axes of the carousel. Finding the right control curve.

The fourth stage is to improve the positioning accuracy of the carousel without the need to make mechanical adjustments to the functional sample. Determining the size of the positioning error and its subsequent reduction.

The fifth stage is the evaluation of the reliability of the carousel during its expected lifetime. The overall service life is determined by the weakest member of the transmission mechanism. These are the rotating moving parts of the gearbox, or their contact surfaces.

Key words:

Axial cam, rotary table, carousel, mechatronic model, service life, positioning accuracy.

Prohlášení o osobním přínosu

Tato disertační práce vznikla díky komerčnímu projektu vedeného pod interním označením 5088 (Konstrukce a výroba 1 ks prototypu frézky). Jednou podskupinou řešeného problému byl polohovací mechanismus (karusel), za jehož návrh, vývoj a uvedení do provozu byl přímo zodpovědný Ing. Aleš Richter.

V průběhu řešení se ukázalo, že se jedná o vědecky zajímavý problém, který byl za podpory programů FV20547 a FV20547 rozvinut tak, že vzniklo několik publikací na mezinárodních konferencích. Jelikož se jednalo o přesah do několika oborů mimo doktorandovo pracovní zařazení, publikoval dané téma vždy s kolegou z daného oddělení a oboru:

Ing. Jiří Ondrášek, PhD., Ing. Pavel Klouček, PhD, Ing. Pavel Fišer.

Vzhledem k interdisciplinární povaze projektů se prohlašuje, že Ing. Aleš Richter je odpovědný za přibližně 50 % všech výsledků výzkumu dosažených v projektech.

Dále vznikl patent, který byl podán v rámci NPU, jehož původci jsou Ing. Aleš Richter a Ing. Václav Tomáš.

Prohlašuje se, že Ing. Aleš Richter je jediným autorem výsledků uvedených v této disertační práci, pokud není uvedeno jinak.

Za ostatní spolupracovníky:



doc. Ing. Petr Jirásko, PhD.

(v době řešení projektů vedoucí oddělení Mechatronika ve VÚTS, a.s.)

Obsah

Seznam použitých obrázků	11
Přehled použitých symbolů.....	15
Přehled použitých zkratk a názvů	19
1. Úvod	21
1.1 Přehled stavu problematiky	22
1.1.1 Aplikované mechanismy	22
1.1.2 Mechanismy karuselů v odborných publikacích	25
1.2 Praktická aplikace	29
1.3 Definice cílů disertační práce.....	33
2. Mechanismus pohonu	35
2.1 Kinematické schéma záběru axiální vačky a rolny	37
2.2 Pevnostní analýza metodou konečných prvků	42
2.2.1 Zadání pro MKP	42
2.2.2 Kontaktní tělesa a okrajové podmínky	43
2.2.3 Výsledky MKP simulace	46
2.2.4 Zhodnocení MKP analýzy.....	47
2.3 Mechatronický model.....	48
2.3.1 Základní výpočet řídicí funkce	48
2.3.2 Řízení průběhu dráhy motoru polynomem 5. stupně	53
2.3.3 Řízení průběhu dráhy talíře cykloidní funkcí.	54
2.3.4 Teoretické analytické srovnání uvažovaných řídicích funkcí	56
2.3.5 Komplexní model.....	58
2.3.6 Matematický model pohonu mechanismu.....	58
2.3.7 Řízení mechanického systému	60
2.4 Uložení axiální dvojvačky	62
2.5 Řemen	66
2.6 Aretační mechanismus	70
3. Zhotovení hnacího mechanismu	73
3.1 Výroba axiální vačky	73
3.2 Přesný 3D model.....	77
4. Analýza pohybu otočného stolu	79
4.1 Měřicí místa, použité snímače a přístroje	80
4.2 Způsob měření a vyhodnocení	81
4.3 Výsledky měření.....	82
4.4 Určení statické vůle stolu.....	88
4.5 Závěr z měření přesnosti karuselu.....	89

5.	Vylepšení parametrů mechanismu karuselu.....	91
5.1	Pohybová funkce karuselového stroje	91
5.2	Snižování polohové chyby	91
5.3	Zjištění velikosti chyby polohování.....	92
5.4	Korekce velikosti kroku.....	94
5.5	Závěr z vylepšení přesnosti mechanismu karuselu.....	95
6.	Analýza životnosti karuselu	97
6.1	Vliv konstrukce na životnost	97
6.2	Životnost povlaku rolen.....	100
6.3	Životnost z hlediska výroby.....	102
6.4	Vliv montáže na životnost	103
6.5	Vyhodnocení <i>karuselu I</i> v reálném provozu	106
6.6	Zhodnocení životnosti mechanismu.....	108
7.	Přínos pro vědu a praxi	109
7.1	Věda.....	109
7.2	Praxe.....	110
8.	Závěr disertační práce	113
9.	Seznam použité literatury.....	115
10.	Přehled vlastních publikací.....	121
10.1	Vztahující se k tématu DP	121
10.2	Další.....	123
11.	Přílohy.....	129
11.1	Příloha kapitoly 1	129
11.2	Příloha kapitoly 2.....	130
11.2.1	Ložiska	136
11.3	Příloha kapitoly 3.....	138
11.4	Příloha kapitoly 4.....	140
11.5	Příloha kapitoly 5.....	147
11.6	Příloha kapitoly 6.....	148
11.7	Příloha kapitoly 7	149

Seznam použitých obrázků

Obr. 1.1. Otočné pohonné jednotky IMO [28].	22
Obr. 1.2. Převodovka planetová (ABB), cykloidní (SPINEA), harmonická (TQG) [29] [30] [31].	23
Obr. 1.3. Naklápěcí stůl firmy HIWIN [32].	23
Obr. 1.4. Vačkový mechanismus [33] (Miksch GmbH), rotační stůl WEISS [34].	24
Obr. 1.4. Návrh otočného stolu s jeho řízením. [8].	26
Obr. 1.5. Otočný stůl na přihlášce patentu.	27
Obr. 1.6. Otočný stůl pro těžké obrobky s více pohony.	28
Obr. 1.6. Původní lineární varianta. Vačky na společné hřídeli hnané motorem.	29
Obr. 1.7. Nová varianta - CNC Karuselová verze. Prvotní odhad.	30
Obr. 1.8. Řez obráběcím CNC strojem, v jehož středu je vyvíjený mechanismus.	31
Obr. 2.1. Příklady vačkových mechanismů [2].	36
Obr. 2.2. Souřadný systém axiální vačky [3].	37
Obr. 2.3. Připravené rovnice pro výpočet ve zvoleném programu.	40
Obr. 2.4. Část výpočtu teoretického profilu límce axiální dvojvačky.	41
Obr. 2.5. Teoretický model axiální dvojvačky s rolnami v záběru.	41
Obr. 2.6. Přehled těles mechanismu pro FEM analýzu.	42
Obr. 2.7. Definovaná kontaktní tělesa mezi levou rolnou a vačkou.	44
Obr. 2.8. Definovaná kontaktní tělesa mezi levým ložiskem a vačkou.	44
Obr. 2.9. Definovaná kontaktní tělesa mezi pravým ložiskem a šnekem.	45
Obr. 2.10. Zatížení axiální dvojvačky.	46
Obr. 2.11. Posuvy šneku ve směru jeho rotační osy z , zobrazeny záporné posuvy. V čase simulace $t = 2$ s, kdy jsou již všechny vůle vymezeny.	47
Obr. 2.12. Ekvivalentní Cauchyho napětí, omezeno kontaktním tlakem, 400 MPa.	47
Obr. 2.13. Kinematické schéma mechanismu karuselu.	49
Obr. 2.14. Dráha – parabola. Závislost polohy, rychlosti, zrychlení/10 na čase talíře karuselu v průběhu cyklu.	50
Obr. 2.15. Rozdělení rotujících skupin karuselu.	51
Obr. 2.16. Závislost maximálních otáček motoru, maximálního momentu (vynásobeného 100x) a potřebného výkonu v závislosti na hodnotě převodového poměru.	52
Obr. 2.17. Dráha - polynom 5. stupně. Závislost polohy, rychlosti, zrychlení/10 na čase talíře karuselu v průběhu cyklu.	54
Obr. 2.18. Cykloida [16].	55
Obr. 2.19. Dráha je cykloida. Závislost polohy, rychlosti, zrychlení/10 na čase talíře karuselu v průběhu cyklu.	56

Obr. 2.20. Porovnání řídicích funkcí podle dráhy: polynom 5. stupně, parabolická funkce, cykloida. Poloha - zelená, rychlost – modrá, zrychlení - červená.....	56
Obr. 2.21. Porovnání průběhu výkonu dle jednotlivých řídicích funkcí. Max. normovaný výkon 2 kW (parabolická), 1,7 kW (polynom 5. stupně) a 2 kW (cykloida).	57
Obr. 2.22. Model v MSC.ADAMS. Řemen (červeně) je uvažován jako torzní pružina.	58
Obr. 2.23. Blokové schéma řízení servomotoru.	60
Obr. 2.24. Chyba polohy karuselu [mm] v čase [s] na poloměru 500 mm.	61
Obr. 2.25. Řez převodovou skříní. Talířová pružina je umístěna vlevo (modrá).	62
Obr. 2.26. Výpočet a teoretická charakteristika talířové pružiny podle MUBEA [40]..	63
Obr. 2.27. Výpočet a teoretická charakteristika talířové pružiny podle MUBEA [40]..	64
Obr. 2.28. Cyklické zatěžování talířové pružiny. Závislost síly na čase.....	65
Obr. 2.29. Cyklické zatěžování talířové pružiny. Závislost síly na zdvihu.	66
Obr. 2.30. Rozměry řemenu, řemenic a působící síly.	67
Obr. 2.31. Profil řemenu.	68
Obr. 2.32. Graf závislosti vyvozené síly v řemenu na jeho relativním prodloužení.	68
Obr. 2.33. Graf silového namáhání jedné větve řemenu v závislosti na čase.	69
Obr. 2.34. Plánovaný aretační mechanismus – detail.....	70
Obr. 2.35. Plánovaný aretační mechanismus v sestavě karuselu.	70
Obr. 2.36. Přípravek pro testování životnosti s nastavitelným vyosením.....	71
Obr. 2.37. Návrh testování životnosti mechanismu na univerzálním testovacím stroji.	71
Obr. 3.1. Pokusný dřevěný model drážkové vačky.	73
Obr. 3.2. Značení dat při obrábění na stroji SIG.	74
Obr. 3.3. Výroba axiální vačky na stroji SIG. Hrubování.	76
Obr. 3.4. Hotová axiální vačka po broušení.	76
Obr. 3.5. Přidání dalších křivek boku vačky.	77
Obr. 3.6. Protokol z 3D měření.	77
Obr. 4.1. Karusel s věncem s lůžky a naznačenými snímači.....	79
Obr. 4.2. Inkrementální snímače umístěné na výstupní hřídeli motoru a hřídeli vačky.	80
Obr. 4.3. Inkrementální snímač s hřídelí uchycený v ose otáčení pracovního stolu. ..	81
Obr. 4.4. Průběh zdvihu/úhlové polohy pracovního stolu, hnacího šneku a motoru při přechodu z pozice č. 1 do pozice č. 2, zobrazen je přesun i výdržová část.....	83
Obr. 4.5. Průběh úhlové rychlosti talíře, šneku a motoru při přechodu z pozice č. 1 do pozice č. 2, zobrazen je přesun a počátek obráběcí fáze.	83
Obr. 4.6. Průběhy poloh pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 4. Poloha měřená snímačem na pracovním stole (nahore) a na hřídeli šneku	

po přepočtu (dole) pro čtyři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).....	84
Obr. 4.7. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 1 s jednou rolnou v záběru.....	86
Obr. 4.8. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 2 s jednou rolnou v záběru.....	87
Obr. 4.9. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 1 se zvýšenou rychlostí 65 kroků/min.	87
Obr. 5.1. Pohybová funkce. Dráha, rychlost a zrychlení talíře karuselu.	91
Obr. 5.2. Měření chyby karuselu - náčrt.....	93
Obr. 5.3. Chyba karuselu [μm] na příslušné pozici.	93
Obr. 5.4. Chyby na jednotlivých pozicích karuselového stroje v čase.	96
Obr. 6.1. Hnací mechanismus karuselu.....	97
Obr. 6.2. <i>Karusel I</i> . Hotový, zakrytovaný finální výrobek na pomocném rámu.	98
Obr. 6.3. Předpokládaná oblast kontaktu a analýza napětí.....	99
Obr. 6.4. Testovací stolice povlaku rolen.....	100
Obr. 6.5. Povlak BALINIT C-STAR na nové netestované rolně.....	101
Obr. 6.6. Povlak BALINIT TRITRON na nové netestované rolně. Nakonec tento povlak kvůli špatným vlastnostem nebyl použit. Vydával obrovský hluk při testování.....	101
Obr. 6.7. Poškození testovaného vzorku bez mazání.....	102
Obr. 6.8. Vzorky po 80 a 85 mil. zatěžovacích cyklech, testovaných s mazáním.	102
Obr. 6.9. Měření boků axiální vačky.	103
Obr. 6.10. Výsledky reálných parametrů řemenu podle dodavatele MULCO.	104
Obr. 6.11. Prototyp <i>karuselu II</i> s celkovým zatížením 253kg.	104
Obr. 6.12. Celková vůle v mechanismu vztažená na poloměr záběru 500 mm.	105
Obr. 6.13. Opatření axiální dvojvačky po životnostních testech <i>karuselu II</i>	105
Obr. 6.14. Základní statistika <i>karuselu I</i> instalovaného v provozu. Průběh efektivního momentu v závislosti na roce měření.	106
Obr. 6.15. Porovnání průběhu momentů v předchozích letech v jeden konkrétní den.	107
Obr. 7.1. Vlevo stará lineární varianta poháněná jedním asynchronním motorem a společnou hřídelí. Vpravo nová karuselová verze s použitím 21 servomotorů.....	111
Obr. 7.1. Univerzální CNC frézka dřevěných lamel po instalaci u zákazníka v roce 2017 před přidáním robotických vykladačů.	112
Obr. 7.1. Detail zahloubení a děr dle jednoho konkrétního výrobního výkresu lamely.	112
Obr. 11.1. Prvotní návrhy stroje, lineární varianta.....	129

Obr. 11.2. Prvotní návrhy stroje, rotační varianta.....	129
Obr. 11.3. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) – kladné.	130
Obr. 11.4. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) – záporné.	131
Obr. 11.5. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) - kladné.	132
Obr. 11.6. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) – záporné.	132
Obr. 11.7. Ekvivalentní Cauchyho napětí – škála omezena mezí kluzu materiálu....	133
Obr. 11.8. Ekvivalentní Cauchyho napětí – škála omezena hodnotou $\sigma = 100$ MPa.	134
Obr. 11.8. Další příklady zdvihových závislostí [4].	135
Obr. 11.9. Základní parametry ložiska [29].	136
Obr. 11.10. Prvotní odhad parametrů a zadání pro výpočet životnosti ložiska.	136
Obr. 11.11. Výsledky výpočtu životnosti ložiska podle SKF kalkulátoru [29].	137
Obr. 11.12. Axiální dvojvačka před finálním broušením.	138
Obr. 11.13. Vyrobena axiální dvojvačka. Připravena k montáži.	138
Obr. 11.14. Výrobní výkres axiální dvojvačky.	139
Obr. 11.15. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 1.	140
Obr. 11.16. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 2.	140
Obr. 11.17. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 3.	141
Obr. 11.18. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 4.	141
Obr. 11.19. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 5.	142
Obr. 11.20. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 6.	142
Obr. 11.21. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 7.	143
Obr. 11.22. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 8.	143
Obr. 11.23. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 2 se zvýšenou rychlostí 65 kroků/min.....	144
Obr. 11.24. Zdvihová závislost polohy karuselového talíře z encoderu servomotoru.	145
Obr. 11.25. Zdvihová závislost rychlosti karuselového talíře z encoderu servomotoru.	146
Obr. 11.26. Zdvihová závislost zrychlení karuselového talíře z encoderu servomotoru.	146
Obr. 11.27. Měření korekcí proběhlo na jednotlivých lůžkách, nesoucích přesný etalon.	147
Obr. 11.28. Měření karuselu II.	148
Obr. 11.28. Katalogové listy otočných stolů WEISS.....	149
Obr. 11.28. Katalogový list otočných stolů WEISS. Polohovací čas v závislosti na úhlu.	150

Přehled použitých symbolů

a_{SKF}	upravující konstanta SKF [-]
C	rozteč páru rolen [mm]
C_n	výsledný úhel korekce [°]
C_P, C_N	poloměr rolny, pozitivní, negativní hodnota [mm]
D	průměr rolny [mm]
d_V	průměr nástroje [mm]
D_V	průměr válce vačky [mm]
E	modul pružnosti [MPa]
$e(t)$	regulační odchyška
F_a, F_A, F_R	axiální, radiální síla [N]
F_N	předepnutí řemene [N]
i	inkrement, přírůstek [-]
i^*	regulovaná veličina – proud [A]
i_M, i_C, i_P	převod vztažený k motoru, vačce a talíři karuselu [-]
K	proporcionální složka PID regulátoru
K_E	napěťová konstanta jediné cívky motoru [Vs]
k_T	torzní tuhost virtuální spojky [Nm/rad]
L_{10h}	základní životnost ložiska při 90% spolehlivosti [hod]
L_{10mh}	modifikovaná životnost ložiska při 90% spolehlivosti [hod]
L_S	rozptylová indukčnost statorového vinutí [H]
L_V	délka válce [mm]
m	počet párů rolen, dělení karuselu [-]
M_{ELMG}	elektromagnetický moment [Nm]
M_H	maximální hnací moment motoru [Nm]
M_{HP}	hnací moment pro dimenzování předepnutí řemenu [Nm]
M_i	moment od zrychlení rotační části [Nm]
M_k	kroutící moment [Nm]
$M_{MAX M}$	celkový moment vztažený k motoru [Nm]
n	počet otáček vačky [ot]
n_i	otáčky vnitřního kroužku ložiska [ot/min]
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN], výkon [W]

p_p	počet pólových dvojic elektromotoru [-]
$P_{R1,2}$	maximální přenášený moment [kW]
R	poloměr talíře karuselu [mm]
R_e, R_m	mez kluzu, mez pevnosti [MPa]
R_s	odpor jedné fáze statorového vinutí [Ω]
r_V	poloměr hloubky úběru nástroje [mm]
R_V	rameno vahadla [mm]
t	čas [s]
T_d	derivační časová konstanta [s]
T_i	integrační časová konstanta [s]
u	první válcová souřadnice [mm]
U_{Ev}	vnitřní indukovaná napětí [V]
u_N	první válcová souřadnice levého okraje vačky [mm]
u_P	první válcová souřadnice pravého okraje vačky [mm]
u_U, u_V, u_W	okamžitá fázová napětí [V]
$u(t)$	akční (řídící) veličina
V	převod mechanismu [-]
v_R	rychlost řemenu [m/s]
x, y	kartézské souřadnice [mm]
X, Y, Z	kartézské souřadnice [mm]
$x_{\bar{P}}, x_{\bar{N}}, y_{\bar{P}}, y_{\bar{N}}$	kartézské souřadnice boků límce vačky [mm]
x_P, x_N, y_P, y_N	kartézské souřadnice základního válce okraje vačky [mm]
y_V	souřadnice vahadla [mm]
$y(t)$	regulovaná veličina
z	teoretický poloměr šneku [mm]
z_0, z_{01}, z_{02}	poloměry šneku [mm]
$z_{1,2}$	počet zubů řemenice [-]
α	úhlové zrychlení [rad/s^2]
α_E	maximální dovolená úhlová chyba [$^\circ$]
α_V	natočení šneku [$^\circ$]
$\delta_{Z \max}$	posunutí [mm]
η_C	faktor znečištění okolního prostředí [-]

θ	elektrický úhel [rad]
κ	koeficient viskozity [-]
μ	poissonova konstanta [-]
ν	úhel normály [rad]
ν_1	kinematická viskozita [mm ² /s]
ρ	hustota [g/cm ³]
φ	druhá válcová souřadnice [rad]
φ_C	úhel zmenšení základního profilu [rad]
$\varphi_M, \varphi_C, \varphi_P$	úhel pootočení motoru, vačky a talíře karuselu [rad]
φ_P, φ_N	druhé válcové souřadnice teoretického profilu okrajů vačky [rad]
φ^*	regulovaná veličina – poloha [rad]
Ψ	úhel pootočení vačky [rad]
ω	úhlová rychlost [rad/s]
ω_0	rychlost otáčení magnetického pole statoru [rad/s]
ω_M	rychlost rotace rotoru motoru [rad/s]
ω^*	regulovaná veličina – rychlost [rad/s]
\emptyset	průměr [mm]

Přehled použitých zkratek a názvů

3D	trojrozměrný prostor
7209 BECBJ	označení ložiska s kosoúhlým stykem
Automotive	průmysl týkající se výroby aut
Balinit C-STAR	typ povlakovací vrstvy
BALINIT TRITRON	typ povlakovací vrstvy
BKL	výrobce hřídelových spojek
CAD	Computer aided design, počítačem podporované navrhování
CAM funkce	vačková funkce
CNC	Computer Numerical Control, stroj řízený počítačem
CPOS	prostá odchylka od ideální hodnoty kroku
CS	hodnota korekce
Dewetron DEWE	měřicí analyzátor
DMU-PCI	zásuvný modul pro měření
DP	Disertační práce
EN	evropská norma
fce	funkce
FEM	Finite Element Method, Metoda konečných prvků firmy vyrábějící otoče nebo jiné rotační mechanismy.
FlexPro 9	software na vyhodnocení naměřených veličin
Heidenhain ROD	inkrementální optický snímač
Heidenhain	firma vyrábějící měřicí techniku
IMO, ABB, SPINEA, TQG, Brück, PMK, WEISS, Miksch, GmbH	firmy zabývající se polohovacími mechanismy
KR	kruhovitý (např. polotovat)
LARM	výrobce vlnovcových spojek
Master/Slave	Jedno zařízení přebírá jednosměrné řízení nad jedním nebo více zařízeními
Mathematica 12.0	výpočetní program
MKP	Metoda konečných prvků
MSC.ADAMS	výpočetní, simulační program
MUBEA	firma vyrábějící talířové pružiny
Ø 10 H7	tolerovaná přesná díra
PC	Počítač

PERR	polohová chyba talíře karuselu
PID	regulace složená z proporcionální, integrační a derivační části.
PUR 50 -AT10-0660	označení řemenu
RPM	rotation per minute, otáčky za minutu
SGMGV-44A	označení servomotoru Yaskawa
SIG CF3	víceosý obráběcí stroj (určený hlavně pro výrobu vaček)
SKF	firma vyrábějící ložiska
SOLIDWORKS	konstrukční program
Stress-strain	napětí-deformace
TPOSn	výsledná absolutní hodnota pozice hřídele servomotoru
TTL signál	obdélníkový signál
VÚTS, a.s.	firma, poskytnuto zázemí pro experimenty DP, https://www.vuts.cz
WolframAlpha	matematický výpočetní program

V textu DP bude často požívaným pojmem *karusel*, *otočný stůl*, *rotační stůl*, *otoč*. Jedná se o jednu tutéž věc, která je předmětem vývoje DP. Dále pak budou obecně použity pojmy *axiální vačka*, *vačka*, *šnek*. Jedná se o totéž.

1. Úvod

V dnešní době je na trhu velký zájem o rychlé a přesné polohovací stroje. Stále se setkáváme se zvyšujícími se požadavky na kvalitu a objem vyrobených kusů. Současné parametry byly před lety těžko dosažitelné, ale s vývojem nových technologií a vědeckých metod je možné se posunout dále. Lze tak vyvinout stroje s většími rychlostmi a zrychleními bez ztráty přesnosti. S použitím elektronických vaček je pak možné mít mechanismy univerzálnější a více přesnější.

Uvnitř každého stroje bývá jeden hlavní elektromechanický systém, který zajišťuje pomocí konstantního převodu chod dalších kinematických řetězců pracovních členů. Je potřeba ho navrhnout tak, aby byl schopen generovat vysoká zrychlení a velké hnací momenty kvůli velkým momentům setrvačnosti zátěže. Je nutné při jeho výrobě použít kvalitní materiály oceli včetně speciálních povrchových úprav, aby byla zajištěna dlouhá životnost. K minimalizaci vůlí jednotlivých členů je potřeba zajistit přesnou výrobu a následně i montáž. Pro kontrolu je důležité mít připravené detailní 3D modely vzniklé z křivek záběru kinematických členů. Výsledný elektromechanický systém se pak testuje v požadovaném taktu po dobu několika milionu cyklů. Zjistí se jeho přesnost a životnost. Po demontáži je možné prověřit opotřebení a poškození jednotlivých komponent systému.

Pokud je po laboratorních testech vše v pořádku, mechanismus se zabuduje do výrobního stroje a ten se uvede do nepřetržitého výrobního procesu. Jednotlivými snímači se pak odečítají data přes vzdálenou správu. Kontroluje se opotřebení celého systému a to po dobu několika let a desítek milionu cyklů mechanismu. Z nashromážděných dat lze pak vyvodit závěry a mechanismus poté vylepšit.

V DP se zaměřím na mechanismus, který bude svými parametry unikátní a bude mít velké množství uplatnění. Dále se pokusím vše názorně rozebrat tak, aby byl systém možný snadno modifikovat dle nových parametrů.

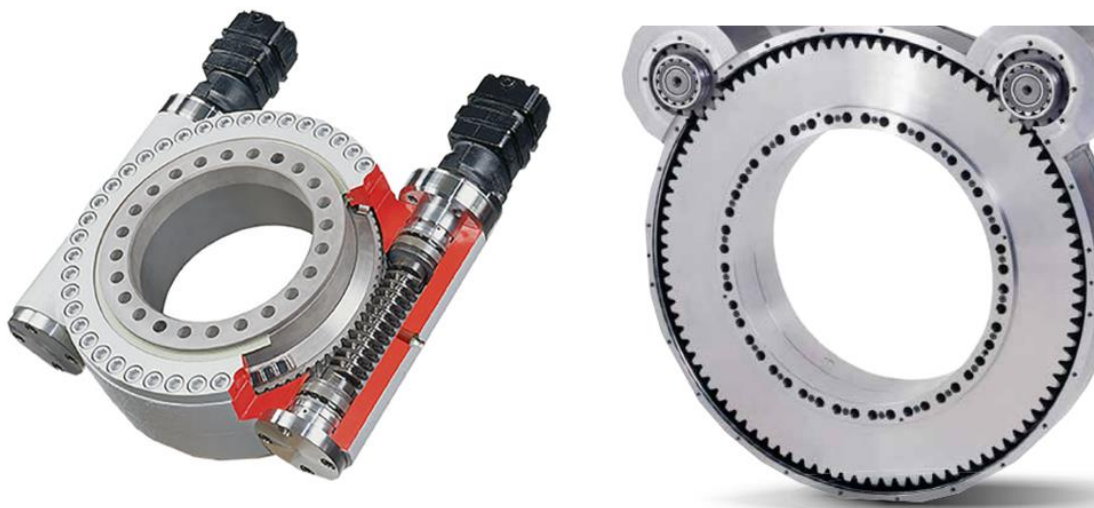
1.1 Přehled stavu problematiky

1.1.1 Aplikované mechanismy

V současnosti je známa celá řada polohovacích otočných stolů. Většina z nich je ale velmi pomalá a nepřesná a nevyhovuje tak nárokům na finální kvalitu obrobku. Jedná se o průmyslové otoče hojně používané ve stavebnictví, vhodné třeba k otáčení ramen jeřábů.

Například otočné pohonné jednotky IMO (Brück) mají vysoké výstupní kroutící momenty v řádech kNm. Jsou kompaktní a mají dlouhou životnost. Volit si lze mezi hydraulickými nebo elektrickými pohony. Převodovka může být šneková nebo hnaná pastorkem. Hydraulika z důvodu přesného řízení nepřipadá v úvahu. Šneková převodovka by zase nesplnila takt stroje.

Zajímavou variantou je stůl poháněný dvěma elektrickými pohony přes vnější ozubený prstenec. I tato varianta je nepřesná, nicméně to inspiruje k dalším řešením. Vůle v ozubení by šla kompenzovat předepnutím motorů vůči sobě. Jeden motor by byl master a druhý slave, ale vyžadovalo by to enormní časovou náročnost na odladění mechatronického systému s nutností korekcí v každé pozici a to všechno s nejistým výsledkem. Hrozilo by rozkmitání celého systému, zvýšení chyby a zvětšení opotřebení strojních částí. Vůle by šla také zmenšit aretačním mechanismem, např. přesným čepem. Pak by ale nebyl splněn takt mechanismu.



Obr. 1.1. Otočné pohonné jednotky IMO [28].



Obr. 1.2. Převodovka planetová (ABB), cykloidní (SPINEA), harmonická (TQG) [29] [30] [31].

Vyšší přesnosti polohování dosahují rotační osy robotů, strojní děličky nebo speciální karusely sloužící jako příslušenství k CNC frézám. Rotační osy robotů složené z planetových a cykloidních převodovek by momentově vyhovovaly, takt by zřejmě byl také splněn, ale přesnost není stále dostačující. Hodnoty přesnosti opakování se pohybují okolo 1 arcmin ($0,017^\circ$), což není unikátní. Velice přesné (bezvúlové) by měly být harmonické převodovky, ale tam je problém s tuhostí mechanismu, popřípadě s vysokým převodovým poměrem, který snižuje dynamiku a prodlužuje takt stroje. Rozměrově jsou menší a zástavbově vyhovující. Problémem by byla i kratší životnost (cca 7000 hod).

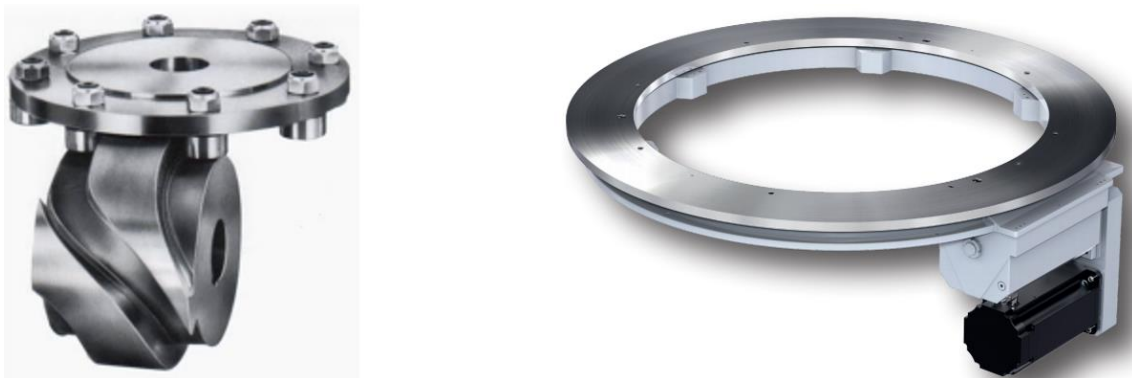


Obr. 1.3. Naklápěcí stůl firmy HIWIN [32].

Pokud vyhledáme velice přesné strojní děličky určené pro ustavení obrobku při obrábění, rychlost polohování nebude ani zdaleka vyhovující. Tyto stroje jsou konstruované na velké zatížení, mají vysokou tuhost a rychlost přestavení je nízká. Zástavbové rozměry budou větší. Přesnost ustavení by splnily.

Velmi přesné a rychlé jsou tzv. „Torque motors“, prstencové motory, které jsou dodávány k přesným obráběcím centrům, kde se jedná o 4. a 5. přídatnou osu. Vysoká přesnost dle katalogových listů je až $\pm 2,5$ arcsec při rychlosti 40 RPM. Bohužel výstupní momenty jsou nižší, maximálně 1500 Nm a velkou nevýhodou je nutnost vodního chlazení. Další nevýhodou je vysoká cena a nemožnost samostatného pořízení bez zakoupení obráběcího centra. Životnost bude průměrná, dle zkušeností VÚTS.

Nejvhodnější pro unikátní aplikaci se zdají být vačkové mechanismy. Jsou rychlé, přesné a mají dlouhou životnost. Je zde použit princip axiální vačky a rolen v prstenci talíře. Nejblíže k ideálním požadavkům jsou otočné stoly od firmy WEISS. Přesnost je dokonce o mnoho lepší, než by bylo potřeba a zatížení snesou obrovská. Plynulá polohovatelnost konstantním převodem je zajištěna také. I životnost se jeví jako více než dostačující. Jediným problémem jsou dynamické požadavky úlohy, tedy polohovací časy, které mechanismus nespĺňuje. Je to dáno konstrukcí systému, zejména vysokým převodovým poměrem a čekáním na odezvy od čidel poloh a řízení. Nicméně se tato koncepce zdá být jako vhodná cesta k tomu, jak úspěšně navrhnout vlastní karusel na principu axiální dvojvačky a splnit náročné vstupní parametry.



Obr. 1.4. Vačkový mechanismus [33] (Miksch GmbH), rotační stůl WEISS [34].

1.1.2 Mechanismy karuselů v odborných publikacích

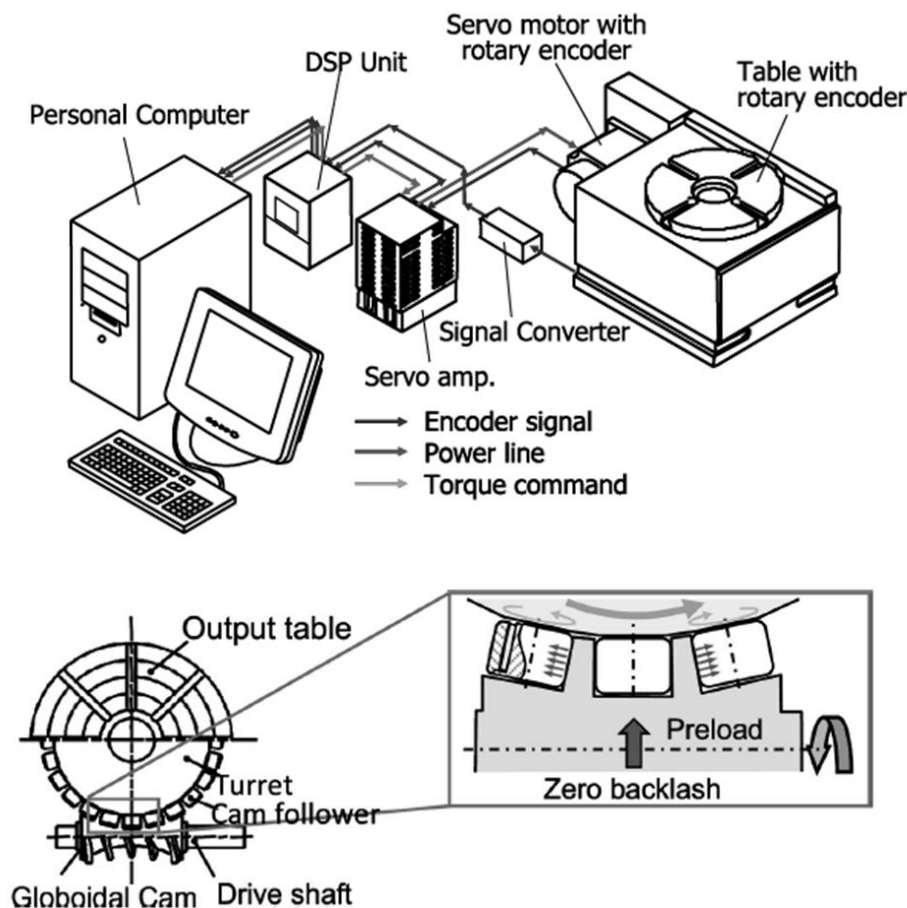
Z historického hlediska má firma VÚTS velké zkušenosti s výzkumem v oblasti vaček. Průkopníky v tomto oboru byli zejména prof. Ing. Miroslav Václavík, CSc. (spoluzakladatel VÚTS) s Ing. Zdeňkem Kolocem, CSc. V rozsáhlé literatuře popisují obecně principy vačkových mechanismů, výpočty a aplikace. [2] [3] Krokový mechanismus s použitím v otočném stole požadovaný v této práci nebyl popsán a ani nebyl doposud ve VÚTS realizován.

Na jejich výzkumnou práci pak navazuje doc. Ing. Petr Jirásko, PhD., který se začíná zabývat elektronickými vačkami a jejich aplikacemi významně od roku 2005. [1] [4]. Prohlubuje se spolupráce s firmou Yaskawa, která mimo jiné jako první zavedla a zpopularizovala slovo mechatronika. Yaskawa poskytla know-how, servoměniče, pohony a řízení pro vývoj a výzkum v dané oblasti.

Nelze však spoléhat jen na lokální znalosti dané firmy, ale je potřeba hledat v odborných člancích i dále ve světě. Nepodařilo se najít publikaci řešící problém, který je popsán níže (1.2. Praktická aplikace). Většina publikací okolo tématu otočných stolů se zabývá měřením konkrétního karuselu, který je téměř vždy instalován jako součást obráběcího stroje. Na ten je připevněno měřicí zařízení buď mechanické, optické nebo kombinace obou variant. Například: *Návrh přesného úhlového indexovacího systému pro kalibraci otočných stolů* [5]. Metoda využívá laserový interferometr, pomocí kterého měří nepřesnosti na kulových zahloubeních a V drážkách. Měří se v horizontální a vertikální poloze. Další velmi přesná metoda, respektive algoritmus metody je popsán v článku: *Kalibrační metoda pro úhlovou odchylku polohování vysoce přesného rotačního stolu založená na systému měření více stanic laserovým trasérem* [6]. V této studii byl ke kalibraci odchylky úhlového polohování otočného stolu použit vícestanicový měřicí systém laserového sledovače. Analyzována byla především chyba algoritmu. Otočný stůl byl namontován na pracovní rovinu souřadnicového měřicího stroje a laserový sledovač byl umístěn na otočný stůl. Otočný stůl se otáčel se stejnými úhlovými intervaly. Autoři v laboratorních podmínkách a s kvalitním vybavením dokázali velmi přesně kalibrovat otočný stůl.

Další článek popisuje *metodu měření s jednoosým pohonem pro identifikaci geometrických chyb rotačního stolu v závislosti na poloze pomocí dvojité kuličkové tyče*. [7] Jedná se o měření přesnosti vyrobených ozubených kol pomocí otočného stolu a v článku je popsána metoda, kde je potřeba kalibrovat také karusel, aby do měření kol nevnášel svoji chybu.

Nejpřínosnější publikací je pak: *Vysoce výkonný otočný stůl pro obráběcí stroje*. [8]. Autoři poukazují na nutnost používání vysoce výkonných otočných stolů ve víceosých obráběcích centrech. Jejich práce je popisována teoreticky a tvrdí, že jsou ve fázi vývoje, ale už uvažují o vačkových převodech, numerickém řízení a i s vyšší přesností opakovatelnosti než dosahovaly původní šnekové převody (až 3,6 arcmin). Pracují s jehlovými ložisky v rolnách, vymezením vůlí v záběrech s globoidní vačkou.

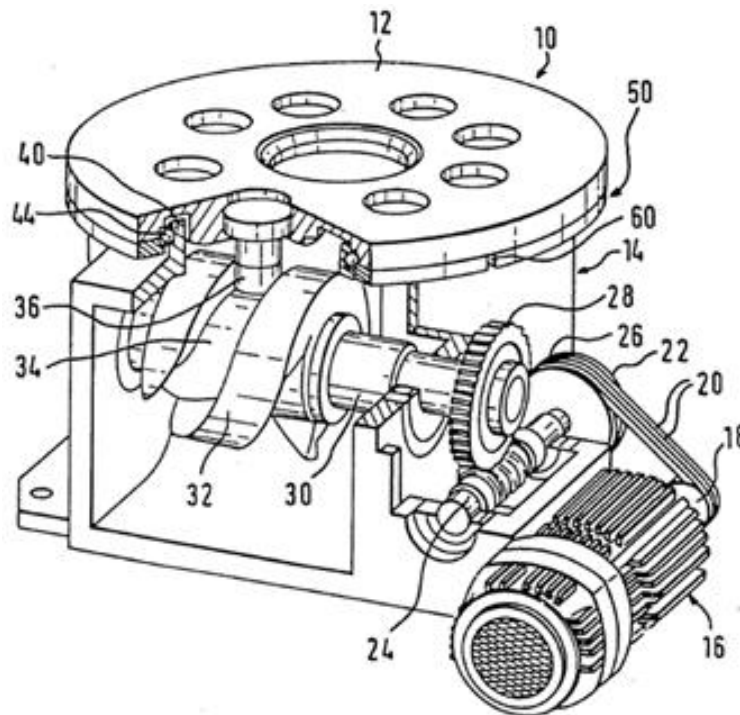


Obr. 1.5. Návrh otočného stolu s jeho řízením. [8]

Z hlediska vylepšení přesnosti karuselu lze najít článek: *Dynamický model NC otočného stolu při měření úhlů s časovou řadou*. [9] Autoři používají inkrementální optický snímač polohy na kontrolu výsledné polohy a zpětnovazebnou smyčkou tuto polohu upravují tak aby vyhovovala předepsané hodnotě. Touto metodou bylo dosaženo zlepšení na ± 3 arcsec, bohužel za velmi dlouhých polohovacích časů. K vyhodnocení přesnosti úhlového polohování obráběcího stroje lze použít i laserový interferometr jak se uvádí v publikaci: *Přesnost úhlového polohování otočného stolu a opakovatelnosti pětiosého obráběcího centra DMU 65 MONOBLOCK*. [10]. Použitá metoda podle autorů dosahuje přesnosti měření až ± 1 arcsec.

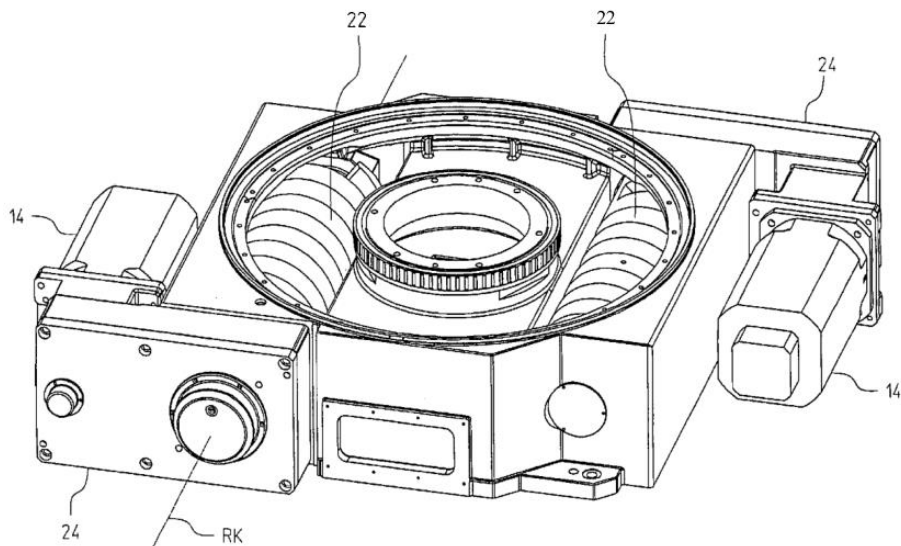
Patenty

V oblasti patentů dotýkající se tématu DP je nejpřínosnější patent: *Otočný stůl s krokovým pohonem*. [11]. Jedná se o karusel poháněný asynchronním elektromotorem s klínovými řemeny šnekovým mezi-převodem a axiální vačkou s proměnným stoupáním. Obsahuje 8 čepů a 8 pozic zastavení v další variantě pak pouze 6 čepů. Vrchní vodorovná deska je otočná a kruhově vymezená valivým ložiskem. Popis otočného stolu včetně uložení hřídelí je názorný a úplný. Tato varianta bude ale díky velkému zpřevodování pomalá.



Obr. 1.6. Otočný stůl na přihlášce patentu.

Zajímavé řešení v podobě dvou a více pohonů jednoho stolu je popsáno v patentu: *Otočný indexovací stůl*. [12]. Tato varianta je určena pro přesné polohování těžkých břemen a účinnější přenos kroutícího momentu. Motory jsou přednostně asynchronní a jsou propojeny tak, aby se automaticky vyrovnávaly výkonové rozdíly nebo výkonové výkyvy asynchronních motorů. Motory se zapojí paralelně a jsou řízeny společným řídicím zařízením což umožňuje jednodušší synchronizaci. Jeden motor je zároveň připojen mechanicky s menší vůlí a ten určuje přesnost polohování.



Obr. 1.7. Otočný stůl pro těžké obrobky s více pohony.

Za zmínku stojí i patentovaná řešení, která jsou méně obvyklá, například: *Odvod odpadního tepla vzniklého rotací karuselu pomocí trubiček* [13]. *Pohon stolu pomocí 4 elektromagnetů umístěných naproti permanentním magnetům* [14]. Nebo použití prokluzové spojky na otočném stole při přesouvání obrobků, což by mělo odpojit pohon při kolizi. Spojka navíc umožňuje konstantní otáčky motoru i při krátkém zastavení [15].

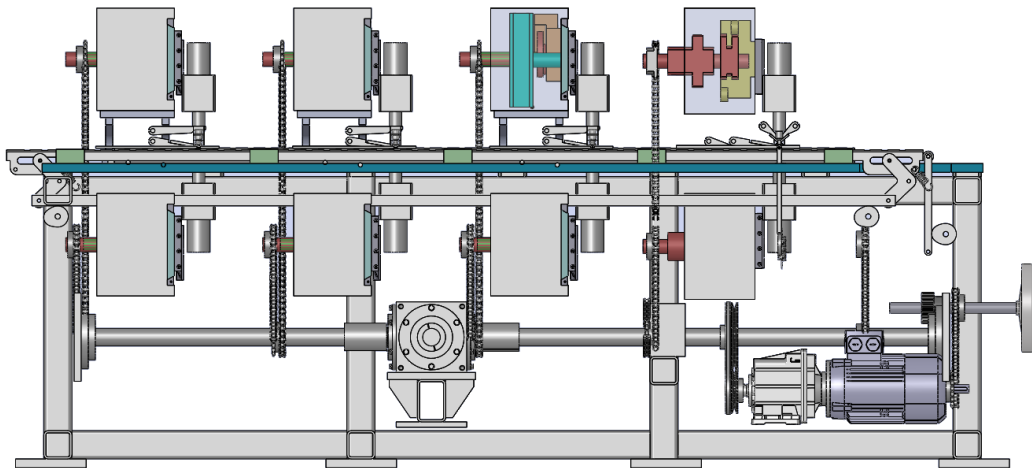
Z provedené rešerše je patrné že know-how v oblasti rotačních stolů je obecně přísně chráněno, stojí za ním stovky hodin vývoje, výpočtů, simulací a zátěžových životnostních testů. Z dostupných materiálů, katalogů a konzultací s lidmi v oboru lze pouze odhadnout princip řešení mechanismů. To, co je zásadní, tvary, tolerance, jakost, zpracování použitého materiálu a řízení servomotorů, to není k dispozici. Tyto firmy mají dlouholeté zkušenosti v oboru, samy si školí a vychovávají své zaměstnance a jinému odvětví se příliš nevěnují. Exkluzivita těchto mechanismů je obrovská, využití komplexní, zájem neustálý a dodací lhůty velmi dlouhé.

Pokud chceme uspět a vyvinout vlastní mechanismus otočného stolu, musíme především vycházet ze současného stavu poznání vědy a techniky a know-how firmy VÚTS, kde vývojové práce budou probíhat. Máme zde nemalé zkušenosti v oboru radiálních a axiálních vaček, mechatronického řízení, simulace a měření. Nemáme zkušenosti s konstrukcí přesných velkopřůměrových válečkových ložisek. To budeme muset zakoupit, vše ostatní bude výzkum, vývoj.

1.2 Praktická aplikace

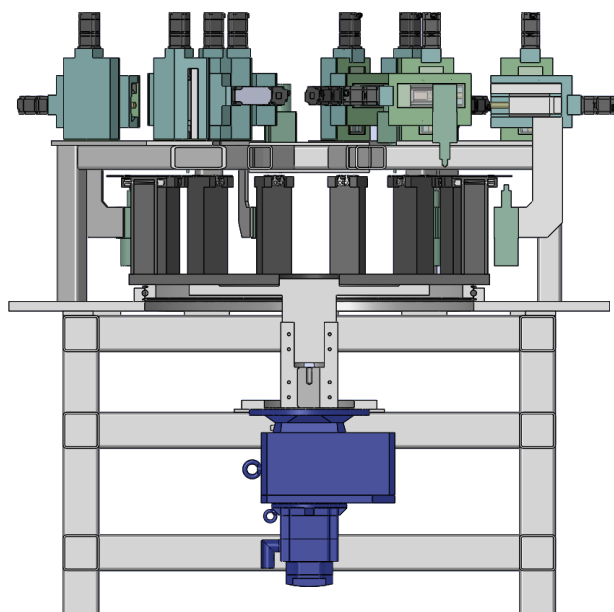
Před lety jsem měl možnost teoretické poznatky aplikovat v praxi. Mechanismus jsem zabudoval do stroje pro firmu, která vyrábí dřevěná měřidla. Objem výroby zákazníka se pohyboval v milionech kusů za rok a měřidla byla velmi podrobně kontrolována, aby mohla spadat do vyšší úrovně certifikace.

Při vývoji stroje vznikl zajímavý problém: jaký elektromechanický systém zvolit k pohonu předávacího mechanismu polotovarů mezi obráběcími operacemi? Zpočátku jsem se zabýval myšlenkou lineárního přesunu, ale tuto variantu jsem brzy zavrhnul. Původní varianta byla totiž poháněná jedním vysoce výkonným asynchronním motorem a všechny mechanismy byly propojeny řetězy přes centrální hřídel. Časování a jednotlivé operace byly řízeny mechanickými vačkami, které mají velice dlouhou životnost a dobrou spolehlivost. Bohužel je jejich vývoj a výroba značně nákladná a montáž se seřízením obtížná. Stroj se stává přísně jednoúčelovým bez možnosti změny či úpravy obrobku.



Obr. 1.8. Původní lineární varianta. Vačky na společné hřídeli hnané motorem.

Rozhodli jsme se pro variantu karuselového CNC stroje, jehož základem bude rotační stůl. Obráběcí jednotky nebudou spřaženy mechanickou hřídelí, ale virtuální elektronickou vačkou. Stroj bude jednoduše seřiditelný a přestavitelný na libovolný produkt a zástavba bude menší.

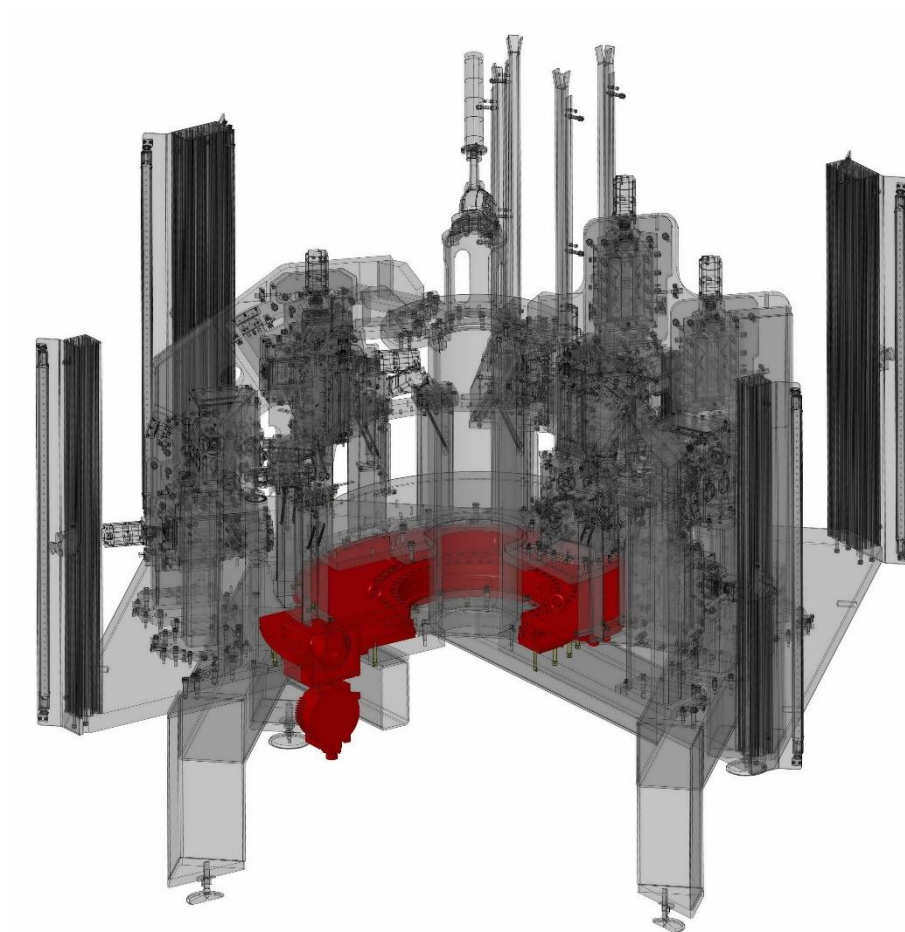


Obr. 1.9. Nová varianta - CNC Karuselová verze. Prvotní odhad.

Část CNC obráběcího stroje – karusel neměla být původně konstrukčně ani vývojově problematická. Chystali jsme se ji koupit od specializovaného výrobce. Problém nastal, když jsme zjistili, že ani přední renomované značky nedokáží splnit dynamické nároky úlohy současně s vysokou přesností. Protože máme ve VÚTS velmi silné mechatronické, výpočetní a měřicí zázemí, rozhodli jsme se rotační stůl (karusel) vyvinout sami.

Na vývojových pracích celého univerzálního obráběcího stroje se podílelo více konstruktérů, ale tento specifický uzel (rotační stůl) byl mojí záležitostí. V disertační práci chci ukázat, jak jsem postupoval při vědecko-vývojových pracích mechanismu karuselu, které vedly k jeho zhotovení, implementování do stroje, testování a vylepšení. Chtěl bych použít soubor vědeckých metod současného poznání k získání unikátního mechatronického systému.

Je potřeba vyvinout mechanismus rotačního stolu s přesností do $0,04 \text{ mm}$ ($0,005^\circ$) a s časem ustavení polohy do $0,5 \text{ s}$. Průměr stolu uvažovat 1000 mm s celkovým momentem setrvačnosti (zátěže a karuselu) 100 kg.m^2 . Únosnost stolu by měla být větší než 2000 N v axiálním směru. Životnost stroje alespoň 5 let , odpovídající $15\,000 \text{ hodin}$ provozu a 50 milionů vyrobených dílů. Parametry jsou v práci rozebrány, vysvětleny a odpovídají požadavkům celé CNC frézky (obr. 1.10.).



Obr. 1.10. Řez obráběcím CNC strojem, v jehož středu je vyvíjený mechanismus.

Oblasti použití karuselových stolů

Obecně lze otočné polohovací stoly použít pro montážní, manipulační a měřicí operace napříč veškerým průmyslem.

Používají se v automobilovém, chemickém, potravinářském, farmaceutickém, strojním i elektrotechnickém průmyslu.

Pokud by se podařilo vyvinout spolehlivý elektromechanický systém a s ním i otočný stůl, našel by široké uplatnění. Toto je velmi silná motivace k výzkumné práci.

1.3 Definice cílů disertační práce

Cílem disertační práce je (dle současného stavu poznání) vývoj vhodného elektro-mechanického systému, který bude pohánět karuselový stůl a ten pak bude polohovat obrobky na univerzální CNC frézce. Nároky budou kladeny především na vysokou dynamiku a přesnost. Čas ustavení do 0,5 s. S přesností 0,005° při momentu setrvačnosti zátěže 100 kg.m². Cílem bude:

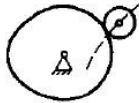

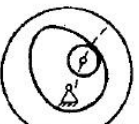

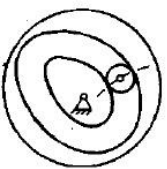



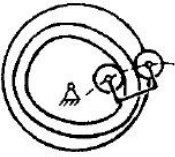

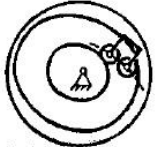


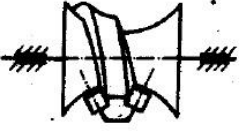
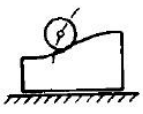
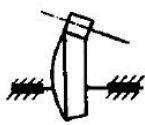
- Zvolení vhodného mechanismu pohonu umožňující zrychlení na výstupu alespoň 9 rad/s² a max. rychlost 1,5 rad/s . Vytvoření kinematického schématu záběru - rolna vs. axiální vačka. Požadavky budou kladeny na univerzálnost mechanismu, libovolně volitelný úhel kroku, možnost programovat průběh dráhy včetně její první a druhé derivace. Klíčový uzel bude podroben pevnostní analýze (MKP) a budou zhodnoceny kontaktní tlaky.
- Zhotovení hnacího mechanismu s přihlédnutím na dlouhou životnost a spolehlivost. Vypočtení výrobních souřadnic axiální vačky a převedení do souřadnic CNC výrobního stroje. Vytvoření přesného 3D modelu z vypočtených křivek, který bude sloužit k porovnání výrobních odchylek axiální vačky. Kontrola na 3D měřícím pracovišti, minimalizování výrobních odchylek důležitých dílů.
- Ověření správné funkce karuselového stolu a zjištění dynamických vlastností systému. Měření taktu (rychlosti polohování) a přesnosti ustavení pomocí optických inkrementálních rotačních snímačů v osách motor – šnek - talíř karuselu. Ověření správné řídicí křivky.
- Vylepšení přesnosti polohování karuselu při zachování stávajících dynamických vlastností a současně bez nutnosti provedení mechanických úprav funkčního vzorku. Zjištění velikosti chyby polohování a její následné snížení.
- Analýza životnosti karuselu při vysokém cyklickém zatížení. Monitorování implementovaného mechanismu v karuselu po dobu 5 let. Zjišťování možného opotřebení klíčových komponent.

2. Mechanismus pohonu

Jak bylo zmíněno výše, srdcem karuselu bude vačkový mechanismus s jedním stupněm volnosti. Obecně mechanismus obsahuje alespoň jednu vačku spojenou s ostatními členy minimálně jednou obecnou kinematickou dvojicí. Vačkou nazýváme člen mechanismu, který pohybem své činné plochy vyvozuje prostřednictvím obecné kinematické dvojice pohyb hnaného členu a vačka je pak obvykle hnacím členem mechanismu. Základní typy vaček jsou radiální, axiální a globoidní [1].

Vačkové mechanismy se dají svojí funkcí rozdělit na posuvné nebo rotační (*obr. 2. 1.*). Z jasné charakteristiky úlohy nás budou zajímat pouze rotační. Zaměříme se na axiální drážkovou vačku, axiální dvojvačku, globoidní drážkovou vačku a globoidní dvojvačku. Úkolem bude dosáhnout mimo jiné vysoké přesnosti a tím pádem bude záležet na co nejmenší výrobní odchylce a vůli v převodu rolna - vačka. Z toho důvodu z úvahy vyřadíme drážkové vačky, kdy se rolna pohybuje s minimální vůlí v drážce a při sebemenším ohřátí (nebo vlivem nečistot) hrozí zadření mechanismu. Zbyly dvě varianty dvojvaček. Globoidní dvojvačka má hnaný globoid na větším poloměru než vačka axiální. Z tohoto důvodu by měla mít teoreticky o něco lepší úhlovou přesnost při stejných výrobních odchylkách. Výpočet a model je o mnoho složitější. Stejně tak i jeho výroba, kde očekáváme zase naopak zvýšenou nepřesnost oproti vačce axiální. Další důležitou věcí je návaznost mechanismů a jejich zástavba vůči celé univerzální CNC frézce. Tam globoidní vačka koliduje s dalšími mechanismy. Budeme se tedy nadále zabývat axiální dvojvačkou.

Axiální vačka má zpravidla tvar rotačního válce, na jehož plášti nebo čele je vytvořena činná plocha vačky. Tato plocha má křivkový styk s kladkou, která koná rovinný pohyb vzhledem k rámu vačkového mechanismu. Osa kladky vytváří při pohybu vůči vačce obecnou šroubovou plochu. Její průnik s válcem souosým s vačkou nazýváme teoretickým profilem. [2]

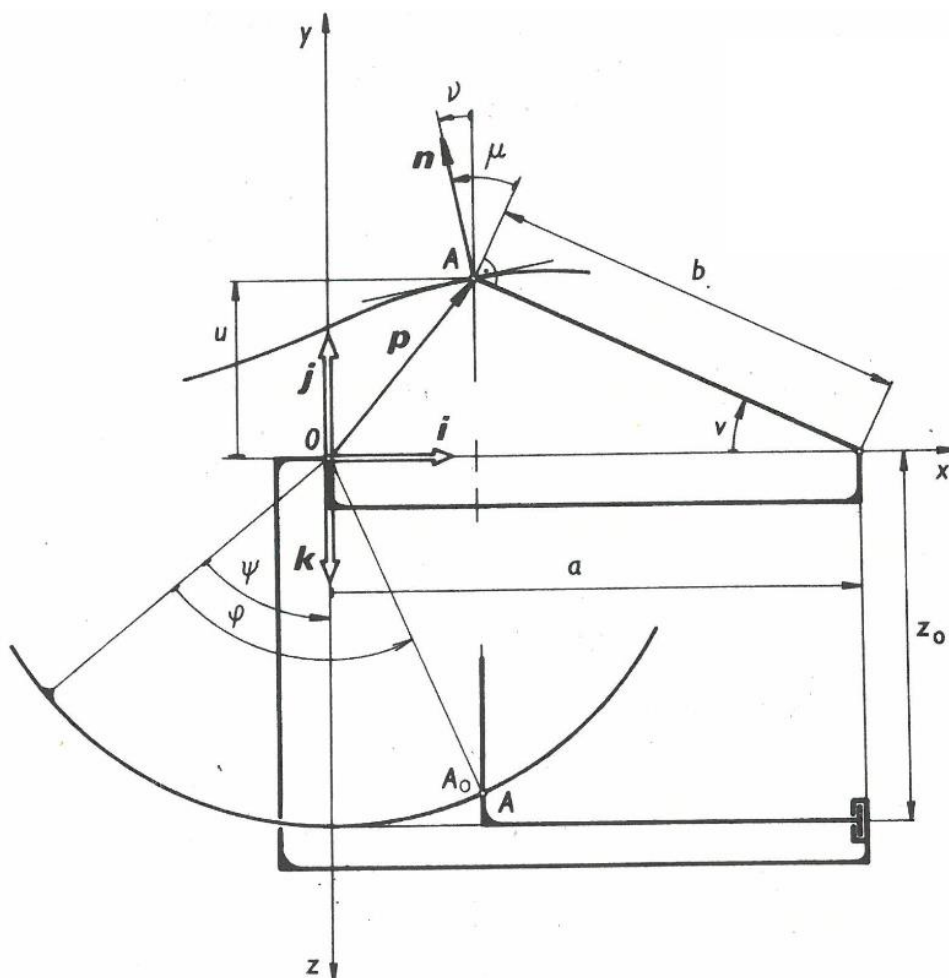
Vačky rovinných vačkových mechanismů	Název	Vačky prostorových vačkových mechanismů	Název
	Vnější radiální vačka		Vnější axiální vačka
	Vnitřní radiální vačka		Axiální drážková vačka
	Radiální drážková vačka		Axiální dvojvačka
	Radiální dvojvačka		Axiální kuželová drážková vačka
	Radiální dvojvačka		Axiální kuželová dvojvačka
	Radiální dvojvačka		Globoidní drážková vačka
	Radiální vačkový segment (otočný)		Globoidní dvojvačka
	Vačkový segment (posuvný)		Kuželová vačka pro sférický vačkový mechanismus

Obr. 2.1. Příklady vačkových mechanismů [2].

2.1 Kinematické schéma záběru axiální vačky a rolny

Karuselový stroj slouží jako základ multifunkčního obráběcího stroje. Na talíři karuselu je symetricky rozmístěno 16 lůžek pro upnutí obrobku. Za 0,5 s se karusel přesune do přesné polohy (rotace o $360/16 = 22,5^\circ$). Pak začne frézování, které trvá 0,5 s a při kterém karusel stojí. Celkový takt stroje je 1 s. Důležitá je přesnost polohy ustavení talíře před obráběním. Vačka bude navržena tak, aby při klidové fázi, kdy se polotovar obrábí, byly boky vačky sevřené dvěma páry rol a tím byla dosažena větší přesnost.

Hlavním problémem konstrukčního vývoje bylo správně napočítat a vymodelovat axiální vačku (Obr. 2.2.). Přesnost výroby axiální vačky má přímý dopad na přesnost, životnost a hlučnost celého mechanismu.



Obr. 2.2. Souřadný systém axiální vačky [3].

K výpočtu byly použity kinematické vztahy z literatury [2] upravené pro konkrétní aplikaci.

Chceme konstantní převod V mechanismu:

$$V = \frac{\psi}{nm} \quad (2.1)$$

kde n je počet otáček axiální vačky potřebných pro přesun talíře o jednu pozici, m je počet párů roln rozmístěných symetricky po obvodu talíře karuselu a zároveň i počet ustavovacích pozic. ψ je proměnná – úhel pootočení vačky.

První válcová souřadnice u podle vzorce:

$$u = R \sin(V) \quad (2.2)$$

kde R je poloměr talíře, na kterém jsou umístěné rolly (v obrázku - literatuře označené a respektive b)

Úhel normály pro daný poloměr z profilu vačky:

$$v = \arctan\left(\frac{\dot{V}b \cos(V)}{\dot{V}b \sin(V) + \dot{\psi}z}\right), \dot{V} = \frac{\dot{\psi}}{nm} \quad (2.3)$$

Změna orientace pravotočivé vs. levotočivé axiální vačky.

$$v = \arctan\left(\frac{R \cos(V)}{R \sin(V) - mnz}\right) \quad (2.4)$$

Druhá válcová souřadnice teoretického profilu:

$$\varphi = -\psi + \arcsin\left(\frac{R - R \cos(V)}{z}\right) \quad (2.5)$$

Kartézská souřadnice x základního válce na poloměru z

$$x = z \sin(\varphi) \quad (2.6)$$

Kartézská souřadnice y základního válce na poloměru z

$$y = z \cos(\varphi) \quad (2.7)$$

Nyní se zaměříme na boky vačky, které budou důležité pro tvorbu modelu. Rolna vačky bude mít průměr D .

První válcová souřadnice pravého okraje vačky u_P podle vzorce:

$$u_P = u + c_P \cos(v), c_P = \frac{D}{2} \quad (2.8)$$

První válcová souřadnice levého okraje vačky u_N podle vzorce:

$$u_N = u + c_N \cos(v), c_N = -\frac{D}{2} \quad (2.9)$$

Druhá válcová souřadnice teoretického profilu okrajů vačky:

$$\varphi_P = -\psi + \arcsin\left(\frac{R - R\cos(V) - C_P \sin(v)}{z}\right) \quad (2.10)$$

$$\varphi_N = -\psi + \arcsin\left(\frac{R - R\cos(V) - C_N \sin(v)}{z}\right) \quad (2.11)$$

Kartézská souřadnice x základního válce okraje vačky na poloměru z

$$x_P = z \sin(\varphi_P) \quad (2.12)$$

$$x_N = z \sin(\varphi_N) \quad (2.13)$$

Kartézská souřadnice y základního válce okraje vačky na poloměru z

$$y_P = z \cos(\varphi_P) \quad (2.14)$$

$$y_N = z \cos(\varphi_N) \quad (2.15)$$

Abychom byli schopni napočítat kartézské souřadnice druhého límce vačky (dráhu, po které se odvaluje levá rolna), potřebujeme znát rozteč roln C , o kterou přes daný převod posuneme křivku profilu. Převedeme na úhel, o který zmenšíme základní profil.

$$\varphi_C = 2mn\left(\arcsin\left(\frac{C}{2R}\right)\right) \quad (2.16)$$

$$x_{\bar{P}} = z \sin(\varphi_P - \varphi_C) \quad (2.17)$$

$$x_{\bar{N}} = z \sin(\varphi_N - \varphi_C) \quad (2.18)$$

$$y_{\bar{P}} = z \cos(\varphi_P - \varphi_C) \quad (2.19)$$

$$y_{\bar{N}} = z \cos(\varphi_N - \varphi_C) \quad (2.20)$$

Zásadní budou pouze křivky pravého okraje pro levou rolnu a levého okraje pravé rolny. Ty tvoří funkční plochu (límeč vačky), po kterém se odvalují rolny.

Velikost axiální vačky byla určena podle prvního kvalifikovaného odhadu statického zatížení a prvotní napěťové a deformační analýzy (vnější průměr 140 mm, délka 326 mm, průměr rolen 30 mm, rozteč rolen 50 mm, rolny jsou na poloměru 500 mm).

Provedli jsme výpočet křivek boků vačky nejprve pro 3 základní profily z_0 , z_{01} a z_{02} . Pak dojde ještě k zpřesnění v kapitole výroba a 3D měření.

```

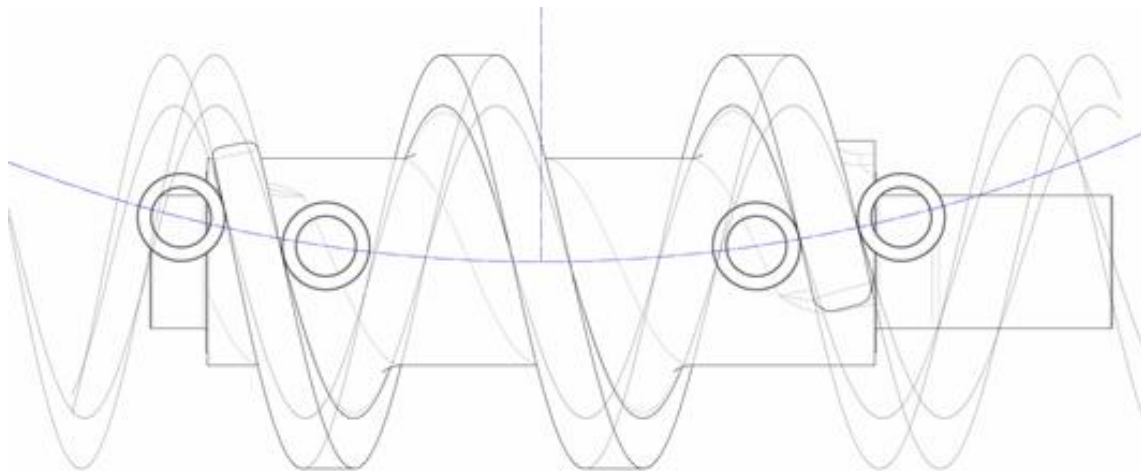
R = 500;
m = 16;
n = 2;
z0 = 61.5;
z01 = 70,1;
z02 = 53;
cP = 15;
cN = -15;
Psi0 = -650;
PsiE = 650;
dPsi = 0,5;
i = 0;
v=Psi(i)*pi/(m*n*180);
ny(i)=atan(R*cos(v)/(R*sin(v)-m*n*z0));
u(i)=R*sin(v);
fi(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v))/z0)*180/pi;
x(i)=z0*sin(fi(i)*pi/180);
y(i)=z0*cos(fi(i)*pi/180);
ny1(i)=atan(R*cos(v)/(R*sin(v)-m*n*z01));
u1P(i)=u(i)+cP*cos(ny1(i));
u1N(i)=u(i)+cN*cos(ny1(i));
fi1P(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v)-cP*sin(ny1(i)))/z01)*180/pi;
fi1N(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v)-cN*sin(ny1(i)))/z01)*180/pi;
x1P(i)=z01*sin(fi1P(i)*pi/180);
y1P(i)=z01*cos(fi1P(i)*pi/180);
x1N(i)=z01*sin(fi1N(i)*pi/180);
y1N(i)=z01*cos(fi1N(i)*pi/180);
ny2(i)=atan(R*cos(v)/(R*sin(v)-m*n*z02));
u2P(i)=u(i)+cP*cos(ny2(i));
u2N(i)=u(i)+cN*cos(ny2(i));
fi2P(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v)-cP*sin(ny2(i)))/z02)*180/pi;
fi2N(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v)-cN*sin(ny2(i)))/z02)*180/pi;
x2P(i)=z02*sin(fi2P(i)*pi/180);
y2P(i)=z02*cos(fi2P(i)*pi/180);
x2N(i)=z02*sin(fi2N(i)*pi/180);
y2N(i)=z02*cos(fi2N(i)*pi/180);
ny3(i)=atan(R*cos(v)/(R*sin(v)-m*n*z03));
u3P(i)=u(i)+cP*cos(ny3(i));
u3N(i)=u(i)+cN*cos(ny3(i));
fi3P(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v)-cP*sin(ny3(i)))/z03)*180/pi;
fi3N(i)=-Psi(i)+asin((R-R*cos(v)-cN*sin(ny3(i)))/z03)*180/pi;
x3P(i)=z03*sin(fi3P(i)*pi/180);
y3P(i)=z03*cos(fi3P(i)*pi/180);
x3N(i)=z03*sin(fi3N(i)*pi/180);
y3N(i)=z03*cos(fi3N(i)*pi/180);

```

Obr. 2.3. Připravené rovnice pro výpočet ve zvoleném programu.

m	n	z0	z01	z02	z03	cP	cN	dPsi	pi	R	rozsa h stupne	stred nastroje	A rozte c	uhel posur		
16	2	61,5	70,1	53		15	-15	0,5	3,1415927	500	1300	0	50	0,050021		
														2,865984		
i	Psi	v	ny	u	fi	x	y	ny1	u1P	u1N	fi1P	fi1N	x1P	y1P	x1N	y1N
0	-650	-0,35452	-0,21555	-173,57013	680,37010	41,98439	-44,93953	-0,19164	-158,84473	-188,29552	678,96756	673,75339	49,09481	-50,03708	53,43897	-45,36834
1	-649,5	-0,35425	-0,21559	-173,44225	679,81902	42,41468	-44,53364	-0,19167	-158,71694	-188,16756	678,42376	673,21076	49,56750	-49,56887	53,86624	-44,86021
2	-649	-0,35397	-0,21562	-173,31435	679,26800	42,84099	-44,12368	-0,19170	-158,58912	-188,03959	677,88002	672,66819	50,03568	-49,09624	54,28863	-44,34811
3	-648,5	-0,35370	-0,21565	-173,18645	678,71705	43,26329	-43,70970	-0,19173	-158,46130	-187,91160	677,33632	672,12565	50,49931	-48,61923	54,70612	-43,83207
4	-648	-0,35343	-0,21569	-173,05853	678,16616	43,68155	-43,29171	-0,19176	-158,33346	-187,78359	676,79267	671,58316	50,95835	-48,13789	55,11868	-43,31214
5	-647,5	-0,35316	-0,21572	-172,93060	677,61534	44,09571	-42,86978	-0,19178	-158,20561	-187,65558	676,24908	671,04072	51,41276	-47,65226	55,52626	-42,78837
6	-647	-0,35288	-0,21575	-172,80265	677,06458	44,50576	-42,44393	-0,19181	-158,07775	-187,52755	675,70553	670,49832	51,86250	-47,16239	55,92882	-42,26082
7	-646,5	-0,35261	-0,21579	-172,67469	676,51388	44,91165	-42,01421	-0,19184	-157,94987	-187,39951	675,16204	669,95596	52,30753	-46,66832	56,32635	-41,72952
8	-646	-0,35234	-0,21582	-172,54672	675,96325	45,31334	-41,58066	-0,19187	-157,82198	-187,27146	674,61859	669,41365	52,74782	-46,17010	56,71879	-41,19452
9	-645,5	-0,35207	-0,21585	-172,41874	675,41268	45,71080	-41,14332	-0,19190	-157,69408	-187,14339	674,07520	668,87139	53,18332	-45,66777	57,10612	-40,65588
10	-645	-0,35179	-0,21589	-172,29074	674,86218	46,10399	-40,70223	-0,19193	-157,56617	-187,01532	673,53185	668,32917	53,61399	-45,16138	57,48831	-40,11364
11	-644,5	-0,35152	-0,21592	-172,16273	674,31173	46,49289	-40,25744	-0,19196	-157,43824	-186,88722	672,98856	667,78699	54,03981	-44,65097	57,86532	-39,56786
12	-644	-0,35125	-0,21595	-172,03471	673,76135	46,87745	-39,80898	-0,19199	-157,31030	-186,75912	672,44532	667,24486	54,46073	-44,13660	58,23711	-39,01857
13	-643,5	-0,35097	-0,21599	-171,90667	673,21103	47,25764	-39,35690	-0,19201	-157,18235	-186,63100	671,90212	666,70278	54,87671	-43,61831	58,60366	-38,46584
14	-643	-0,35070	-0,21602	-171,77863	672,66078	47,63343	-38,90124	-0,19204	-157,05438	-186,50287	671,35898	666,16074	55,28772	-43,09614	58,96499	-37,90971
15	-642,5	-0,35043	-0,21606	-171,65057	672,11059	48,00478	-38,44205	-0,19207	-156,92640	-186,37473	670,81588	665,61874	55,69373	-42,57015	59,32090	-37,35024
16	-642	-0,35016	-0,21609	-171,52249	671,56046	48,37167	-37,97936	-0,19210	-156,79841	-186,24657	670,27284	665,07678	56,09470	-42,04039	59,67154	-36,78747
17	-641,5	-0,34988	-0,21612	-171,39441	671,01039	48,73405	-37,51322	-0,19213	-156,67041	-186,11841	669,72984	664,53487	56,49060	-41,50690	60,01680	-36,22145
18	-641	-0,34961	-0,21616	-171,26631	670,46038	49,09191	-37,04368	-0,19216	-156,54239	-185,99023	669,18690	663,99301	56,88138	-40,96973	60,35667	-35,65224
19	-640,5	-0,34934	-0,21619	-171,13820	669,91044	49,44520	-36,57078	-0,19219	-156,41436	-185,86203	668,64400	663,45119	57,26702	-40,42893	60,69111	-35,07989
20	-640	-0,34907	-0,21622	-171,01007	669,36056	49,79390	-36,09457	-0,19221	-156,28632	-185,73383	668,10116	662,90941	57,64749	-39,88455	61,02010	-34,50445
21	-639,5	-0,34879	-0,21626	-170,88193	668,81074	50,13797	-35,61508	-0,19224	-156,15826	-185,60561	667,55836	662,36768	58,02275	-39,33664	61,34361	-33,92597
22	-639	-0,34852	-0,21629	-170,75378	668,26098	50,47738	-35,13237	-0,19227	-156,03019	-185,47738	667,01561	661,82599	58,39276	-38,78525	61,66161	-33,34450
23	-638,5	-0,34825	-0,21632	-170,62562	667,71128	50,81212	-34,64648	-0,19230	-155,90211	-185,34913	666,47291	661,28435	58,75751	-38,23042	61,97407	-32,76010
24	-638	-0,34798	-0,21636	-170,49745	667,16165	51,14214	-34,15746	-0,19233	-155,77402	-185,22087	665,93027	660,74274	59,11695	-37,67222	62,28097	-32,17283
25	-637,5	-0,34770	-0,21639	-170,36926	666,61207	51,46741	-33,66535	-0,19236	-155,64591	-185,09260	665,38766	660,20119	59,47105	-37,11070	62,58228	-31,58272
26	-637	-0,34743	-0,21642	-170,24106	666,06256	51,78792	-33,17019	-0,19239	-155,51780	-184,96432	664,84511	659,65967	59,81979	-36,54589	62,87798	-30,98984
27	-636,5	-0,34716	-0,21646	-170,11285	665,51311	52,10363	-32,67204	-0,19241	-155,38966	-184,83603	664,30261	659,11820	60,16314	-35,97786	63,16803	-30,39424
28	-636	-0,34688	-0,21649	-169,98462	664,96372	52,41451	-32,17094	-0,19244	-155,26152	-184,70772	663,76016	658,57678	60,50106	-35,40666	63,45242	-29,79598
29	-635,5	-0,34661	-0,21652	-169,85638	664,41439	52,72054	-31,66694	-0,19247	-155,13336	-184,57940	663,21775	658,03539	60,83353	-34,83233	63,73112	-29,19510
30	-635	-0,34634	-0,21656	-169,72813	663,86512	53,02169	-31,16008	-0,19250	-155,00519	-184,45107	662,67539	657,49406	61,16052	-34,25493	64,00412	-28,59166
31	-634,5	-0,34607	-0,21659	-169,59987	663,31591	53,31793	-30,65042	-0,19253	-154,87701	-184,32272	662,13309	656,95276	61,48200	-33,67452	64,27137	-27,98572
32	-634	-0,34579	-0,21662	-169,47159	662,76676	53,60925	-30,13799	-0,19256	-154,74882	-184,19436	661,59083	656,41151	61,79795	-33,09114	64,53287	-27,37734

Obr. 2.4. Část výpočtu teoretického profilu límce axiální dvojvačky.



Obr. 2.5. Teoretický model axiální dvojvačky s rolnami v záběru.

2.2 Pevnostní analýza metodou konečných prvků

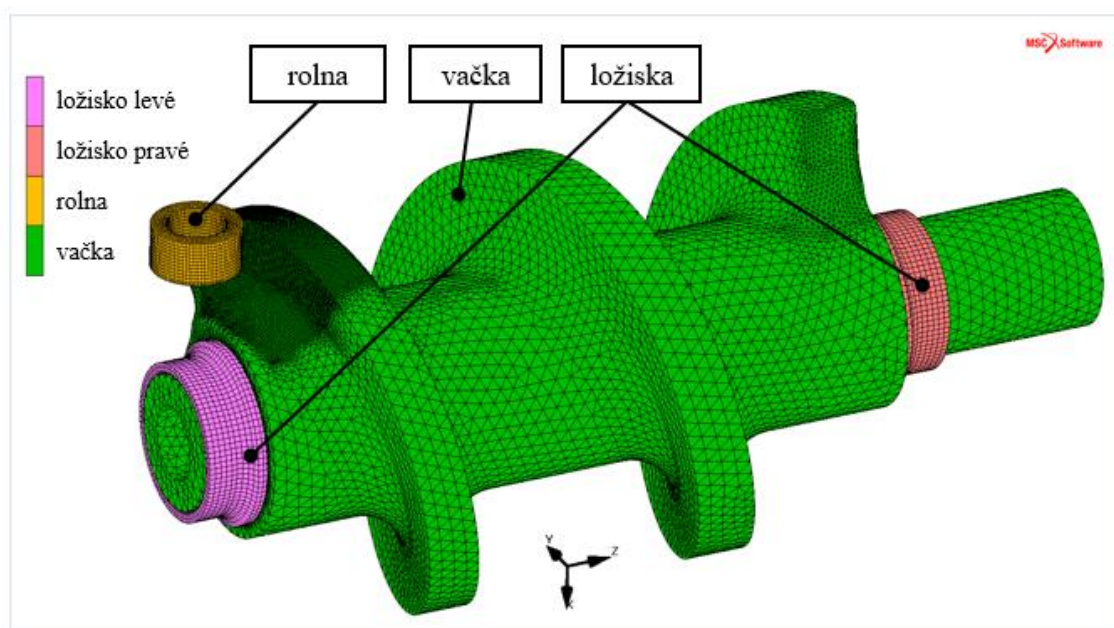
Výsledná data tj. souřadnice bodů jednotlivých křivek x , y , z (u) byla převedena do konstrukčního programu SOLIDWORKS [35] a byl vymodelován 3D model axiální vačky [36] (Obr. 2.5.) i zbylé části mechanismu karuselu. Celá konstrukce karuselového stroje byla tuhostně a pevnostně naddimenzována pro dlouhou životnost (miliony cyklů mechanismu).

Za bližší prozkoumání stojí axiální vačka s rolnami. Ta je v konstrukci nejdůležitější a je nejvíce zatěžována. Bylo potřebné provést pevnostní a tuhostní analýzu metodou konečných prvků. Tato úloha byla provedena v počátcích konstrukce a zadání bylo následující:

2.2.1 Zadání pro MKP

Cílem je provést simulační analýzu dvojvačky (Obr. 2.6.), které je uchycená pomocí dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Zatížení šneku je vyvozeno axiálním předpětím ložisek pomocí talířové pružiny silou $F_a = 3\ 000\ N$. Dále je pak realizováno krouticím momentem M_k , který je na hřídel šneku přiveden za pravým ložiskem pomocí řemenice. Vlivem působení krouticího momentu dochází k rotaci celého šneku, která je převáděna na posuv rolny ve směru osy šneku.

Účelem této analýzy je určit axiální posuvy - deformace a vyhodnotit napjatosti v kritických místech šneku při uvedeném zatížení.



Obr. 2.6. Přehled těles mechanismu pro FEM analýzu.

Vlastnosti použitých materiálů

Pro tělesa FEM modelu byla použita interní databáze konečně - prvkového softwaru MSC.Mentat [37], ze které byly načteny jak základní materiálové parametry (viz. *Tabulka 1*), tak i křivky stress - strain charakterizující chování materiálu v plastické oblasti deformací.

	Axiální vačka	Rolna
Navrhnutý materiál	14 220	Ocel třídy 19
Materiál pro FEM model:	16MnCr5 (přesný ekvivalent)	X40Cr13 (přibližný ekvivalent)
E [MPa] (pro T = 20 °C)	212 000	222 000
Mez kluzu [MPa]	402	607
μ [1]	0,3	0,3
ρ [g/cm ³]	7,85	7,85

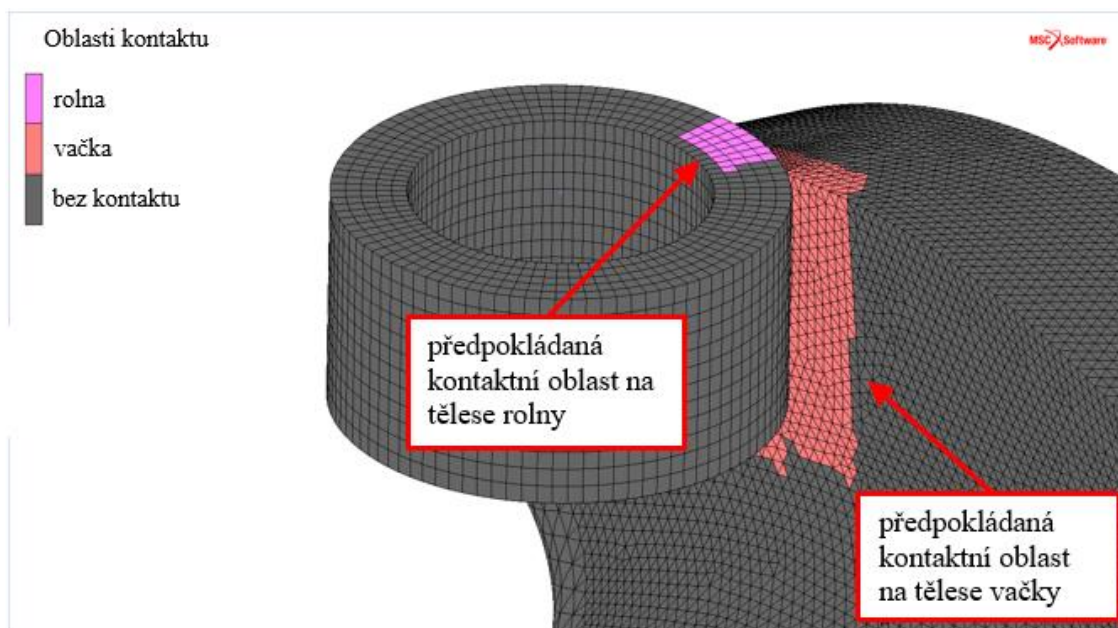
Tab. 1. Přehled použitých materiálů a jejich základní vlastnosti.

Materiálový list byl pak finálně upřesněn v kapitole 6. v *tabulce 8*.

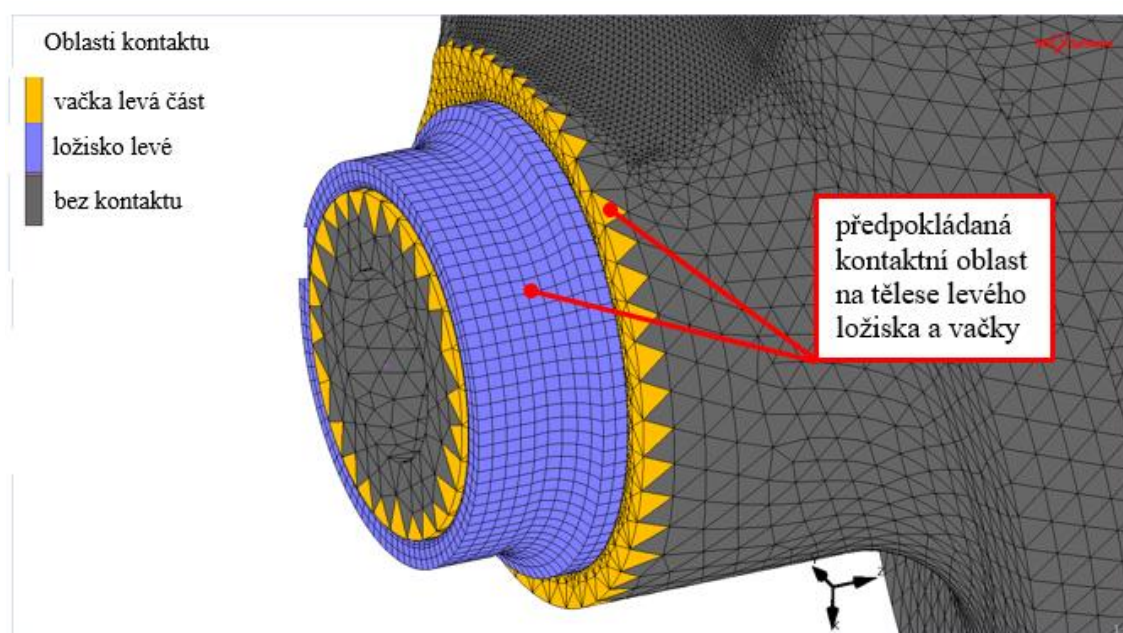
2.2.2 Kontaktní tělesa a okrajové podmínky

MKP analýza zkoumala chování šneku při jeho předpokládaném zatížení, a to v interakci s ostatními tělesy – rolnou a ložisky (vnitřními kroužky). Jedná se tedy o úlohu s uvažováním kontaktů mezi těmito tělesy. Vazby mezi jednotlivými tělesy můžeme popsat následovně.

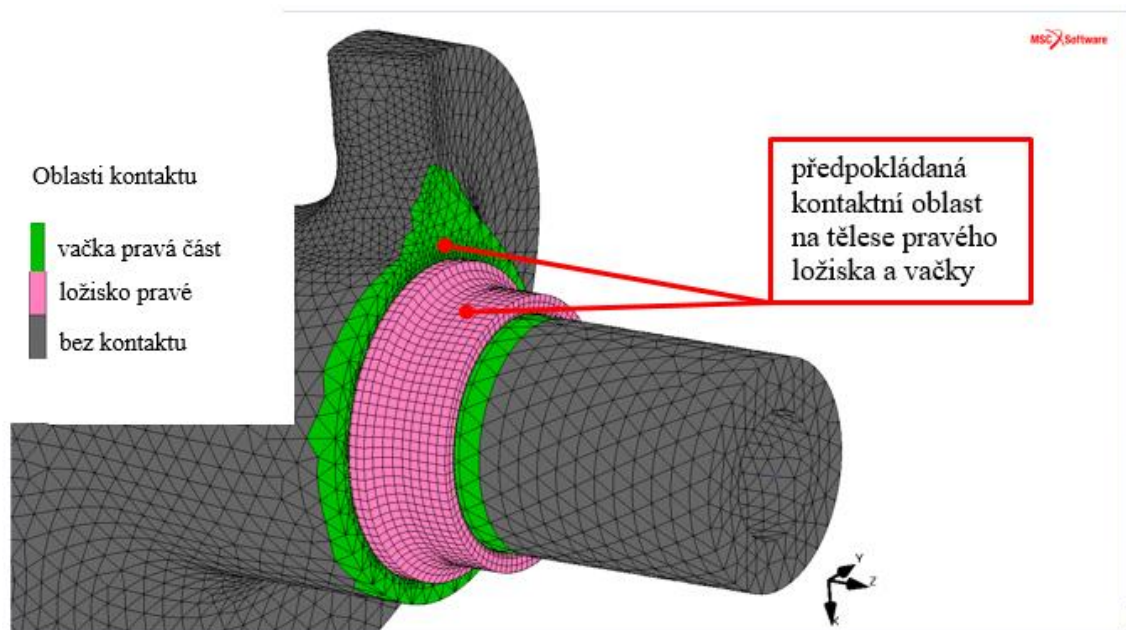
Na obrázcích 2.6. 2.7. a 2.8. jsou znázorněna všechna tělesa, která jsou ve vzájemném kontaktu. Při definování FEM modelu je výhodné uvažovat jako kontaktní tělesa pouze ty oblasti těles, které reálně přijdou do kontaktu a ostatní vyloučit z analýzy (vnější kroužky, ložiskové kuličky, řemeny, řemenice, svěrná pouzdra). Důsledkem tohoto zjednodušení je úspora výpočetního času při simulaci.



Obr. 2.7. Definovaná kontaktní tělesa mezi levou rolnou a vačkou.



Obr. 2.8. Definovaná kontaktní tělesa mezi levým ložiskem a vačkou.

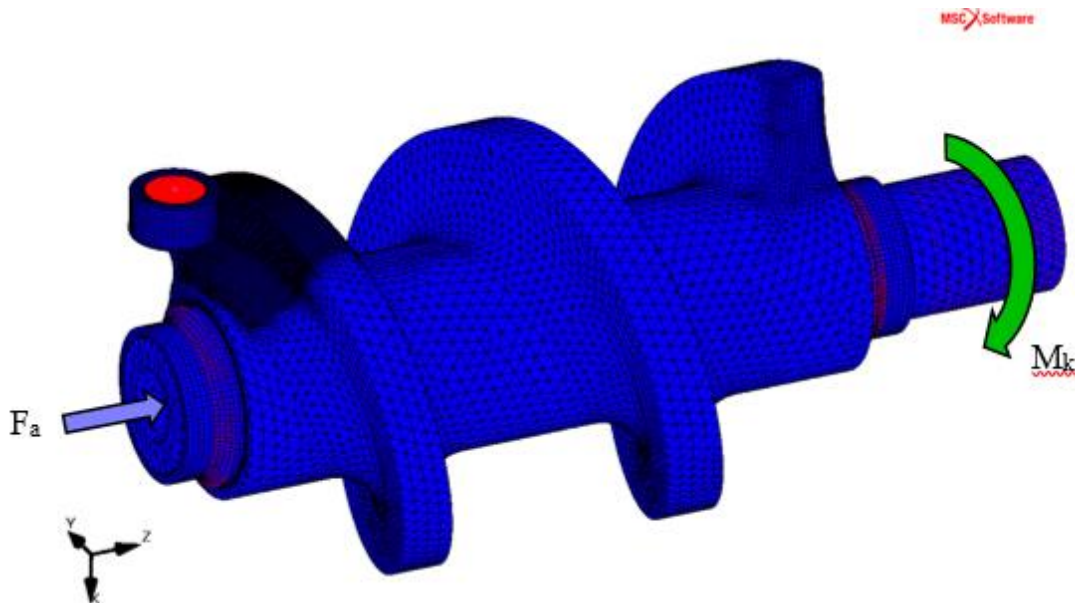


Obr. 2.9. Definovaná kontaktní tělesa mezi pravým ložiskem a šnekem.

V MKP modelu je posuv rolny zamezen tak, že při zatížení axiální vačky krouticím momentem dochází nejprve k vymezení vůle mezi vačkou a rolnou a až poté dochází k jejich kontaktu. Pak vzniká v simulaci největší možné vzájemné zatížení těchto dvou těles. Vyhodnotí se axiální deformace a napjatosti v kritických místech šneku při daném zatížení.

Před spuštěním simulace je potřeba správně určit okrajové podmínky MKP modelu. Zatížení šneku rozdělíme na dva časové úseky:

- Vymezení ložisek proti sobě. Levé ložisko je zatěžováno axiální silou až do maximální výše $F_a = 3\,000\text{ N}$.
- Zatěžování šneku krouticím momentem, kdy je volný konec šneku za pravým ložiskem zatěžován momentem do maximální výše $M_k = 47\text{ Nm}$ při současném působení axiální síly na levé ložisko $F_a = 3\,000\text{ N}$.



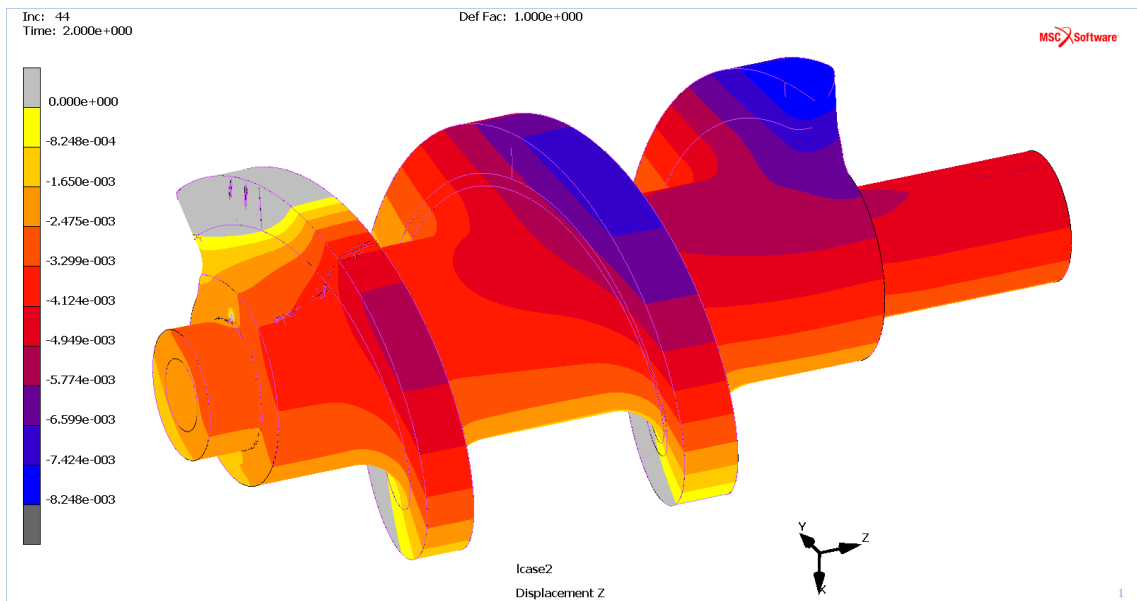
Obr. 2.10. Zatížení axiální dvojvačky.

Vazby jednotlivých částí mechanismu v simulaci definujeme následovně:

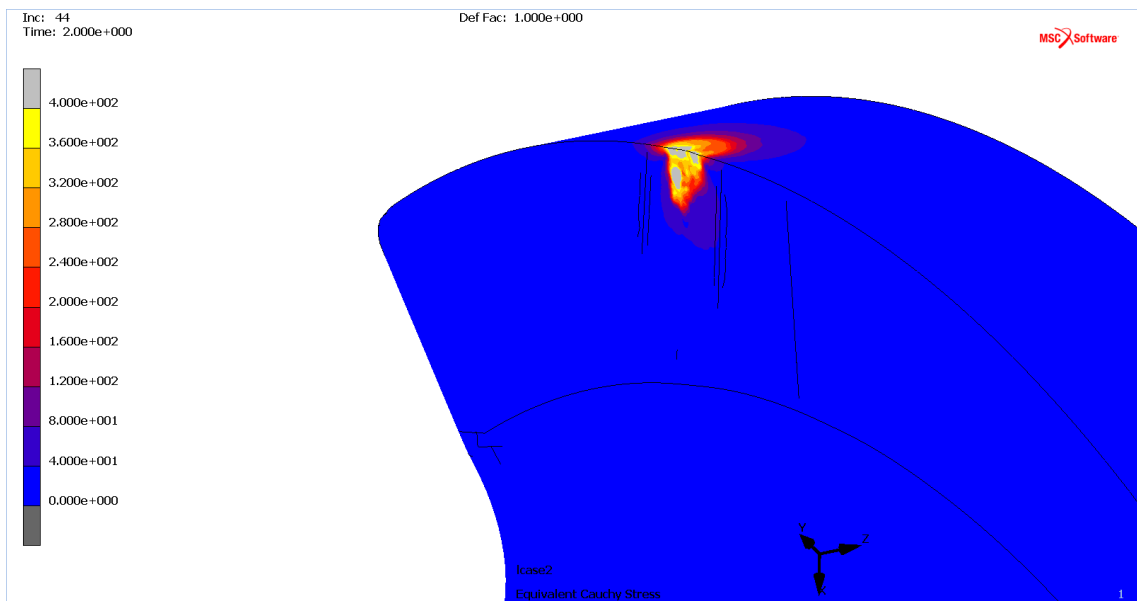
- Rolnu fixujeme v prostoru tak, aby veškerá posunutí a naklopení nebyla možná.
- Levé ložisko fixujeme tak, aby byly zamezeny posuvy x , y a rotace z .
- Pravé ložisko fixujeme tak, aby byly zamezeny posuvy x , y , z a rotace z .
- Zamezíme rotační pohyb šneku po dobu vymezení vůle a než začne působit M_k .

2.2.3 Výsledky MKP simulace

Na základě provedené simulace byly vyhodnoceny posuvy ve směru osy šneku (osa z) a ekvivalentní napětí dle Cauchyho (skutečné napětí vzhledem k deformované geometrii). Výsledky jsou na *Obr. 2.11. a 2.12.*



Obr. 2.11. Posuvy šneku ve směru jeho rotační osy z, zobrazeny záporné posuvy. V čase simulace $t = 2$ s, kdy jsou již všechny vůle vymezeny.



Obr. 2.12. Ekvivalentní Cauchyho napětí, omezeno kontaktním tlakem, 400 MPa.

2.2.4 Zhodnocení MKP analýzy

Posuvy jsou minimální, navíc v klidovém stavu, kdy se obrábí polotovár, nebude působit moment a tím pádem ani síla při kontaktu těles. Kontaktní napětí je nepatrně nad mezí kluzu, navíc zde bylo počítáno s prvním odhadem, který se později ukázal jako vyšší než

je skutečnost. V reálném provozu budou působit menší síly. Takto navrhnutá axiální dvojvačka s rolnami by měla vyhovovat požadavkům.

Hodnota posuvů ve směru osy z:

- Kladné maximum v místě kontaktu rolny se šnekem $\delta_{z_{max+}} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$.
- Záporné maximum $\delta_{z_{max-}} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$.

Hodnota ekvivalentního Cauchyho napětí:

- Globální maxima jsou nad mezí kluzu (402 MPa), ale jen v místech kontaktů jakožto důsledek tlakového napětí.
- Lokální maxima napětí jsou nízká, zhruba 40 MPa v místě, kdy kořen šroubovice šneku je v kontaktu s rolnou.

2.3 Mechatronický model

2.3.1 Základní výpočet řídicí funkce

Kvůli zajištění přesnosti chodu a programovatelnému řízení byl zvolen servomotor. Jeho vlastnosti v této aplikaci jasně převyšují motor asynchronní, DC motor a krokový motor. Jedna z významných pozitivních vlastností je jeho tlumení mechatronického systému díky elektromagnetické vazbě.

Asynchronní motor je zástavbově větší než servomotor při daném výkonu. Nemá zpětnovazební smyčku, takže by se musel přikoupit velmi přesný encoder pro kontrolu daného pootočení. Online monitoring hodnot (rychlost, zrychlení, moment, výkon) by nešel použít. Nešla by použít tabulka korekcí k danému kroku. Nešlo by dosáhnout setinových kroků karuselu. DC motor má podobné problémy jako asynchronní motor a pro tyto přesné aplikace se nehodí.

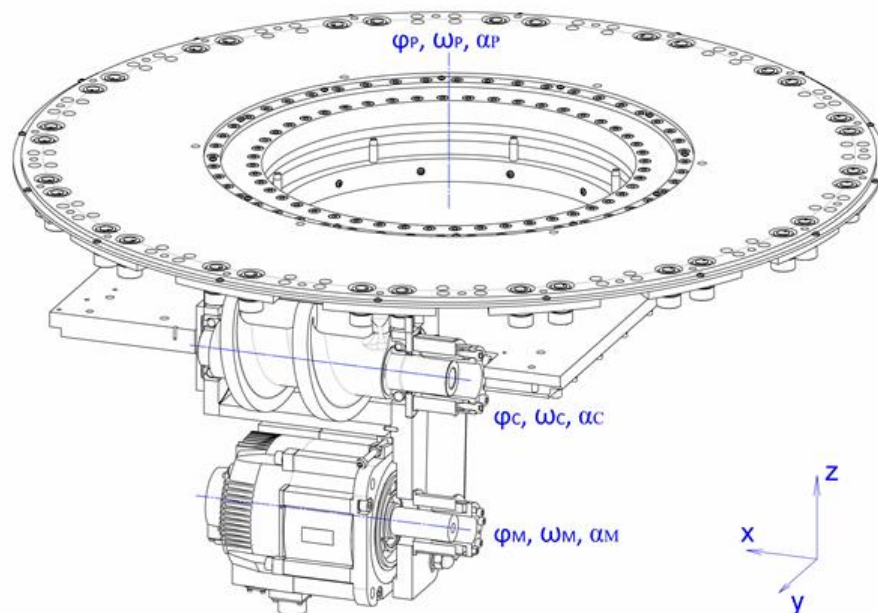
Krokový motor je obtížné sehnat v těchto výkonových řadách (přes 4 kW). Navíc se zvyšujícími se otáčkami (jejichž maxima jsou daleko nižší než nominální otáčky servomotoru) výrazně klesá hnací moment. Motor by musel být dostatečně předimenzovaný kvůli možné ztrátě kroku. Kroky při použití funkce mikrokrokování jsou relativně malé, přesnost s převodem by byla zřejmě slušná, ale i tak by musel navíc obsahovat přídavný encoder pro zpětné určení polohy. Celá sestava řízení by pak vyšla cenově draž než servomotor a její řízení by bylo komplikované. Krokové motory jsou navíc hlučnější a více se přehřívají. Budeme tedy používat servomotor v této aplikaci.

Motor pohání axiální vačku bezvůlovým řemenovým převodem dopomala. Vačka roztáčí karuselový talíř taktéž s převodem dopomala. Při teoretickém ideálním chodu jsou závislosti pootočení φ (motor, vačka - cam, talíř - plate) následující:

$$\varphi_M = 1,25 \varphi_C = 40 \varphi_P.$$

Úhlová rychlost je ω , zrychlení α (Obr. 2.13).

Převod zásadně ovlivňuje dynamické vlastnosti systému. Při vysoké hodnotě převodového poměru nebude motor schopen za daný čas dosáhnout požadovaných otáček a tím pádem polohy. Při nízké hodnotě nepřekoná pasivní odpory mechanismu a momenty setrvačnosti systému. Celkový převodový poměr 40 se dle prvotních výpočtů zdá být ideální pro naši konkrétní úlohu. Z předchozí úvahy, kdy byl dán převod mezi šnekem a talířem 32 (16*2), provedeme drobnou korekci přes řemenice. Kvůli zástavbě v převodové skříní může být maximálně 2-3x modifikován, do rychla nebo do pomala. Zvolíme převod 1,25 do pomala, abychom dosáhli celkový převod 40.



Obr. 2.13. Kinematické schéma mechanismu karuselu.

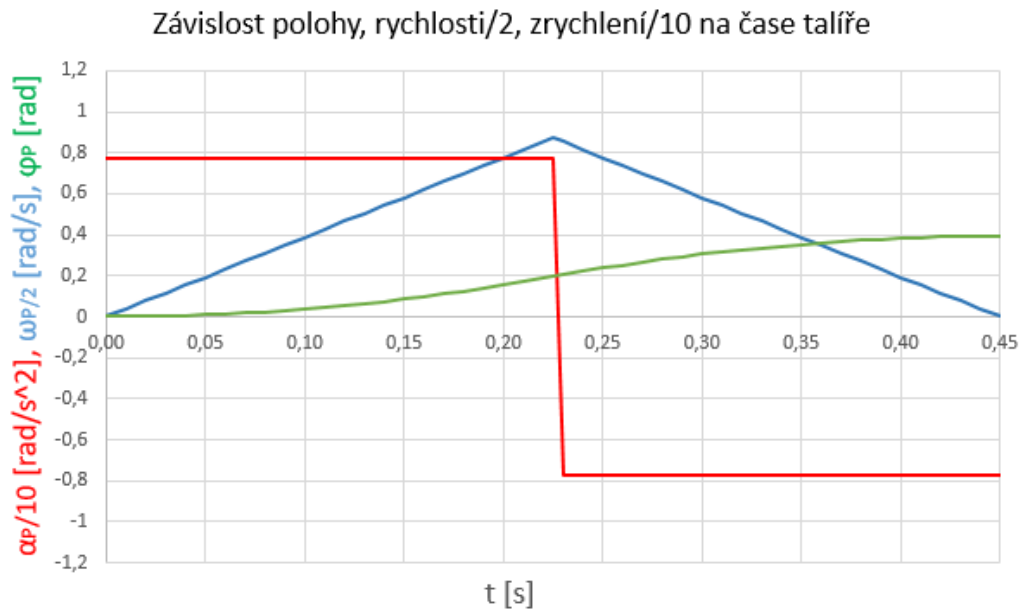
Výpočty ukážou nároky na pohon a na řemen. Z momentů setrvačnosti jednotlivých skupin, průběhu zrychlení, pasivních odporů a převodů se vypočítá potřebný výkon a hnací moment servomotoru.

Průběh závislosti dráhy na čase bude nejprve uvažován parabolický (rychlost lineární, zrychlení konstantní). Celková vzdálenost, kterou talíř v průběhu jednoho cyklu

urazí: $\varphi_P = 0,393 \text{ rad} (= 22,5^\circ)$ za čas $0,45 \text{ s}$ (kde je ponechaná rezerva na residuální kmity).

Vychází se ze vzorců:

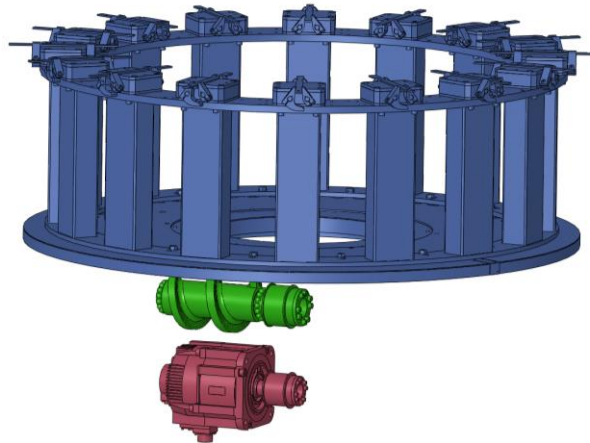
$$\omega_P = \frac{d\varphi}{dt}, \alpha_P = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (2.21)$$



Obr. 2.14. Dráha – parabola. Závislost polohy, rychlosti, zrychlení/10 na čase talíře karuselu v průběhu cyklu.

Po vypočtení maximálního zrychlení je potřeba znát momenty setrvačnosti jednotlivých rotujících skupin (obr. 2.15.) pro určení hnacího momentu. Z 3D konstrukčního programu SOLIDWORKS určíme jednotlivé hodnoty:

- Motor (rotor, řemenice, řemen, svěrné pouzdro se šrouby) – $0,00975 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Šnek (šnek, ložiska, řemenice, svěrné pouzdro se šrouby) – $0,02220 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Talíř (talíř s rolnami, krycí plechy, velké ložisko, věnec s lůžky) – $71 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$



Obr. 2.15. Rozdělení rotujících skupin karuselu.

Poté můžeme spočítat další dynamické parametry karuselu podle jednotlivých skupin:

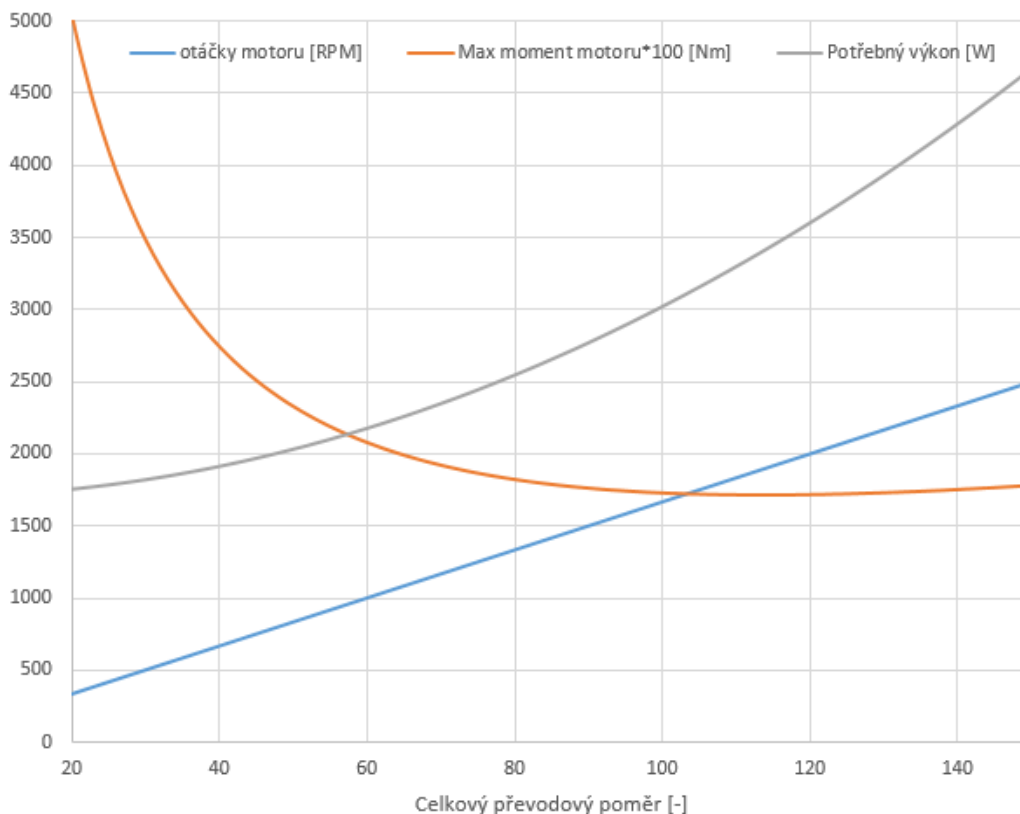
$$\text{Moment od zrychlení } M_i = I_i \alpha_i, i = P, C, M \quad (2.22)$$

$$\text{Celkový moment vztažený k motoru } M_{MAX M} = \frac{M_P + M_F}{i_M} + \frac{M_C}{i_C} + M_M \quad (2.23)$$

$$\text{Výkon } P = M_{MAX M} \omega_M \quad (2.24)$$

Skupina	Převod vůči talíři i_i [-]	Moment setrv. I_i [kg*m ²]	Zrychlení α_i [rad/s ²]	Max rychlost ω_i [rad/s], [ot/min]	Moment od zrychlení M_i [Nm]	Pasivní Odpory M_F [Nm]	celkový moment k dané skupině $M_{MAX i}$ [Nm]
Talíř, P	1	71	7,8	1,8	551	250	1098
				17			
Šnek, C	32	0,0222	248	55,9	5,5		34
				533			
Motor, M	40	0,0098	310	69,8	3,0		27
				667			P = 1,9 kW

Tab. 2. Vypočtené základní parametry karuselu při řízení parabolickou funkcí.



Obr. 2.16. Závislost maximálních otáček motoru, maximálního momentu (vynásobeného 100x) a potřebného výkonu v závislosti na hodnotě převodového poměru.

Výše byl zmíněn odhad ideálního převodového poměru. Pokud použijeme vzorce 2.21 – 2.24 a jako proměnnou zvolíme celkovou hodnotu převodu i_M (tj. převod mezi servomotorem a talířem), dostaneme pro parabolické řízení dráhy výsledky znázorněné na obr. 2.16.

Hnací moment motoru výrazně nelineárně klesá se zvyšujícím se převodovým poměrem, ale zase roste potřebný výkon a otáčky. Motor by se dal provozovat ideálně do 1500 RPM, což by odpovídalo celkovému převodovému poměru $i = 90$. Momenty setrvačnosti v primárním převodu jsou uvažovány pro klasické řemenice (hodnota primárního převodu $i_M/i_C = 1,25$), což by v tomto případě nebylo odpovídající. Zástavbově by šlo použít redukci až do $i_M/i_C = 3$, kde by se momenty setrvačnosti zvyšovaly s rostoucím průměrem řemenic. Od celkového převodu 96 by byla potřeba zvolit jiný mechanismus primárního převodu. Zvolený celkový převod $i_M = 40$ má nízké nároky na výkon a zároveň hnací moment je pod hodnotou jmenovitého krouticího momentu (rated torque).

Tyto nezpřesněné vypočtené hodnoty jsou dostačující ke strojnímu návrhu mechanismu. Mechatronický model hodnoty zpřesní a měření je ověří. Je zřejmé, že

nezůstane jen u tak jednoduché řídicí parabolické funkce, ale bude potřeba ověřit i polynomiální funkci a cykloidu. Tyto funkce byly vybrány z mnoha dalších, protože jsou s nimi dobré zkušenosti z hlediska programování zdvihů vačkových mechanismů [1]. Od těchto zdvihových funkcí je požadováno, aby měly co nejmenší residuální kmity, co možná nejnižší amplitudu 2. derivace a dále nejsou žádoucí skoky ve zrychlení jako má například funkce harmonická nebo parabolická (další funkce v příloze).

2.3.2 Řízení průběhu dráhy motoru polynomem 5. stupně

Kinematika motoru bude vyjádřena průběhem zrychlení (nebo polohy) jeho rotoru v závislosti na čase.

Průběh dráhy je polynom 5. stupně, jeho zrychlení je tedy polynom 3. stupně závislý na čase s okrajovými podmínkami vyjádřený funkcí (viz obr. 2.17):

$$y''' = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D; y(0) = 0; y(0,225) = 0; y(0,45) = 0 \quad (2.25)$$

2. derivace zrychlení rovná nule určuje bod (0,225), kdy se mění fce z konkávní na konvexní tedy:

$$6Ax + 2B = 0 \rightarrow A = \frac{-40}{27}B \quad (2.26)$$

Rychlost dostaneme integrováním zrychlení - polynom 4. stupně.

$$y^{IV} = \frac{Ax^4}{4} + \frac{Bx^3}{3} + C\frac{x^2}{2} + Dx + E; y(0) = 0; y(0,45) = 0 \quad (2.27)$$

Dráhu dostaneme integrováním rychlosti - polynom 5. stupně.

$$y^V = \frac{Ax^5}{20} + \frac{Bx^4}{12} + C\frac{x^3}{6} + D\frac{x^2}{2} + Ex + F; y(0) = 0; y(0,45) = \frac{900}{180}\pi \quad (2.28)$$

Vznikne soustava 6 obyčejných algebraických rovnic se 6 neznámými, řešením pak je:

$$A = 102150; B = -68951,3; C = 10342,7; D = E = F = 0 \quad (2.29)$$

$$y''' = 102150x^3 - 68951,3x^2 + 10342,7x \quad (2.30)$$

$$y^{IV} = \frac{102150x^4}{4} + \frac{-68951,3x^3}{3} + \frac{10342,7x^2}{2} \quad (2.31)$$

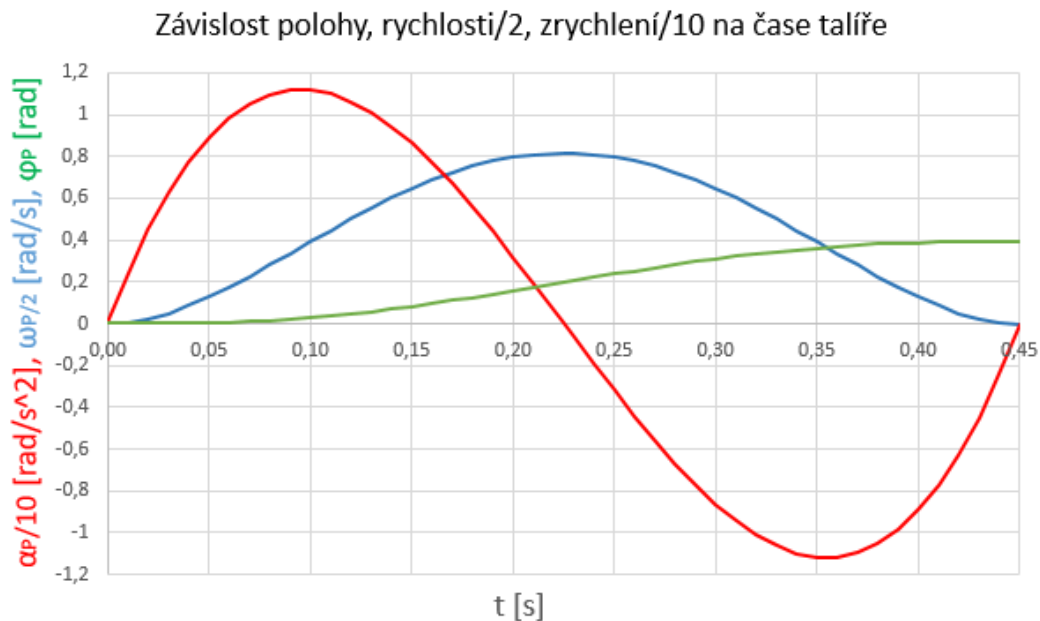
$$y^V = \frac{102150x^5}{20} - \frac{68951,3x^4}{12} + \frac{10342,7x^3}{6} \quad (2.32)$$

Pro talíř karuselu použijeme přepočtený známý převodový poměr a dostaneme:

$$y'''_p = 2554x^3 - 1724x^2 + 259x \quad (2.33)$$

$$y''_p = 638x^4 + 575x^3 + 129x^2 \quad (2.34)$$

$$y'_p = 128x^5 - 144x^4 + 43x^3 \quad (2.35)$$

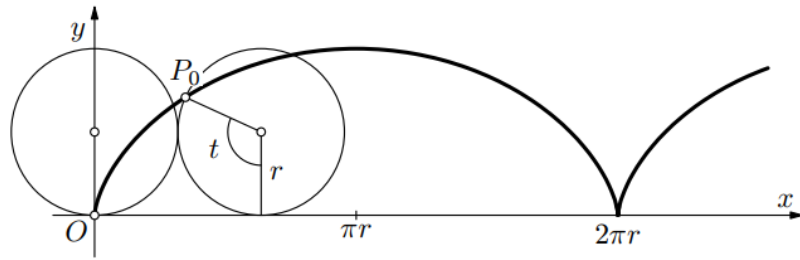


Obr. 2.17. Dráha - polynom 5. stupně. Závislost polohy, rychlosti, zrychlení/10 na čase talíře karuselu v průběhu cyklu.

Polynom 5. stupně má vyšší nároky na moment a menší na výkon motoru než parabolická funkce. Celkové srovnání bude uvedeno níže.

2.3.3 Řízení průběhu dráhy talíře cykloidní funkcí.

Ještě zbývá analyzovat prostou cykloidní funkci, jako další z možných z variant řízení servomotoru:



Obr. 2.18. Cykloida [16].

Parametrické rovnice prosté cykloidy jsou dány vztahy:

$$x = r(t - \sin t), \quad y = r(1 - \cos t), \quad (t \in R) \quad (2.36)$$

r je poloměr kružnice, t je velikost úhlu odvalení [18].

Pro naši analýzu použijeme explicitní vyjádření zdvihové závislosti cykloidy dle [3]:

$$x = \xi; \quad y = \eta; \quad \xi, \eta \in \left(-\frac{1}{2}, \frac{1}{2}\right) \quad (2.37)$$

$$\eta(\xi) = \xi + \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\xi) \quad (2.38)$$

Pro rychlost:

$$\dot{\eta}(\xi) = 2(\cos(\pi\xi))^2 \quad (2.39)$$

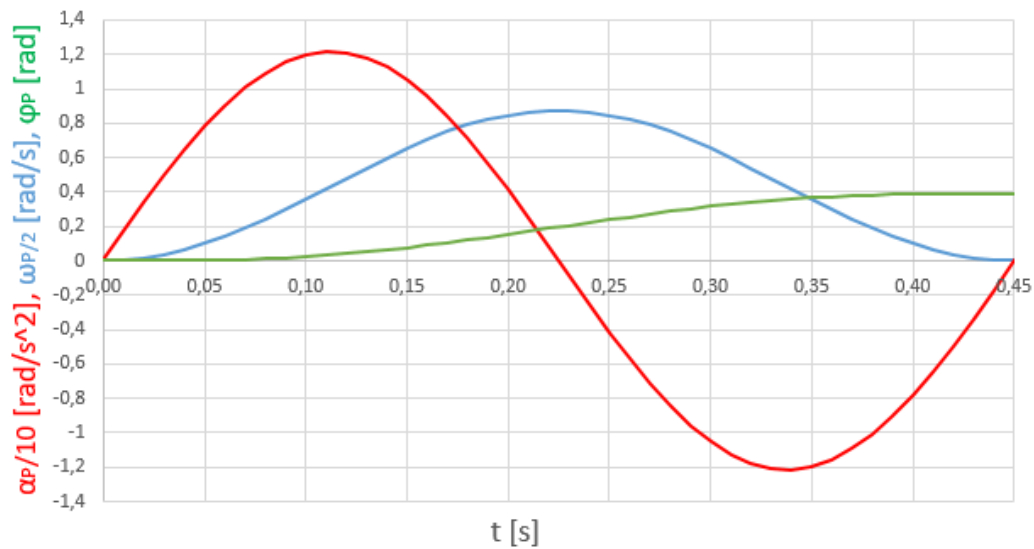
Pro zrychlení

$$\ddot{\eta}(\xi) = (-2\pi)\sin(2\pi\xi) \quad (2.40)$$

Vzorce je potřeba upravit pomocí konstant výsledného zdvihu a času aby odpovídaly konkrétnímu zadání úlohy (počáteční a koncové podmínky):

$$\xi \in \langle 0; 0,45 \rangle, \quad \eta \in \langle 0, \frac{\pi}{8} \rangle \quad (2.41)$$

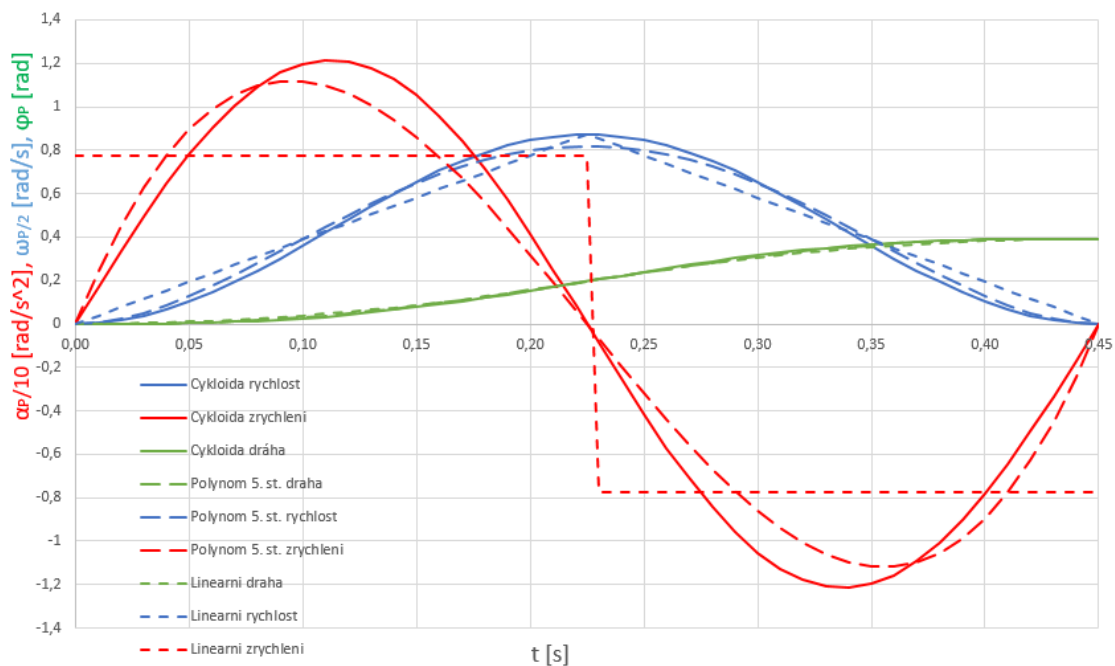
Závislost polohy, rychlosti/2, zrychlení/10 na čase talíře



Obr. 2.19. Dráha je cykloida. Závislost polohy, rychlosti, zrychlení/10 na čase talíře karuselu v průběhu cyklu.

2.3.4 Teoretické analytické srovnání uvažovaných řídicích funkcí

Závislost polohy, rychlosti/2, zrychlení/10 na čase talíře



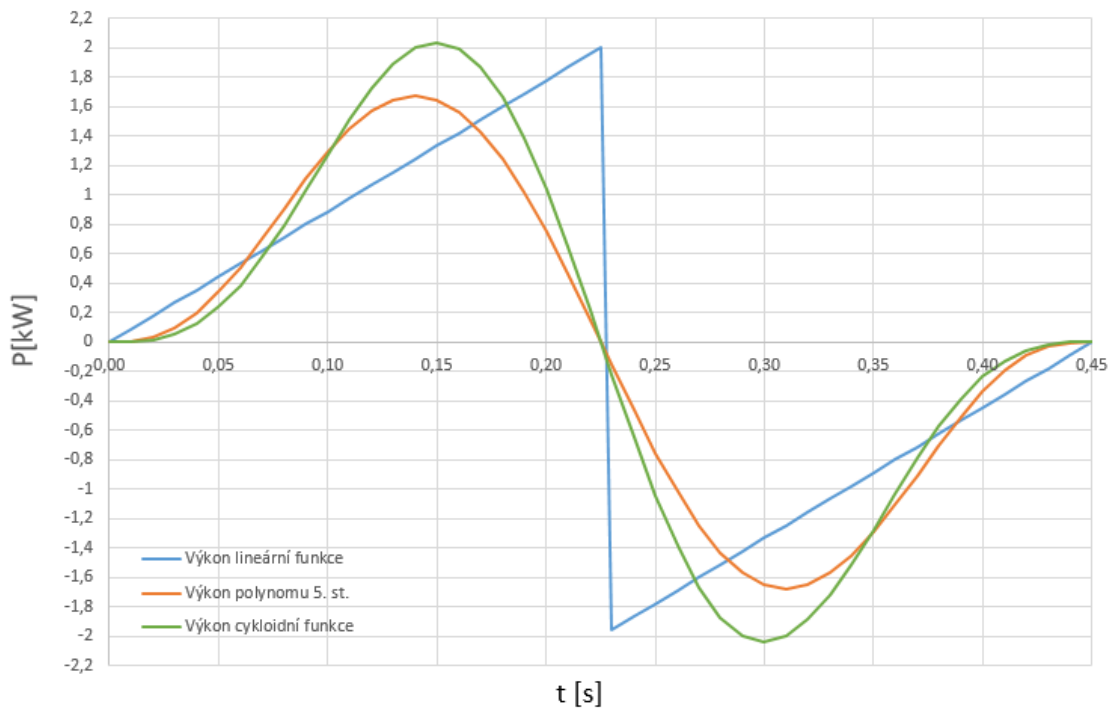
Obr. 2.20. Porovnání řídicích funkcí podle dráhy: polynom 5. stupně, parabolická funkce, cykloida. Poloha - zelená, rychlost – modrá, zrychlení - červená.

Polynom 5. stupně má vyšší hodnoty zrychlení (znamená i vyšší rozběhový moment), nižší rychlost než parabolická funkce. Polynom 5. stupně má nižší hodnoty zrychlení než cykloida.

Nároky na výkon motoru podle jednotlivých funkcí srovnáme relativně:

$$P = M\omega = I \propto \omega, \quad (2.42)$$

kde I je totožný moment setrvačnosti pro všechny řídicí funkce. Budou nás tedy zajímat jen součiny zrychlení a rychlosti. Výsledný výkon pro dobré srovnání normujeme k maximálnímu výkonu parabolické funkce, který je zvolen 2 kW (pro lepší porovnání dále v textu).



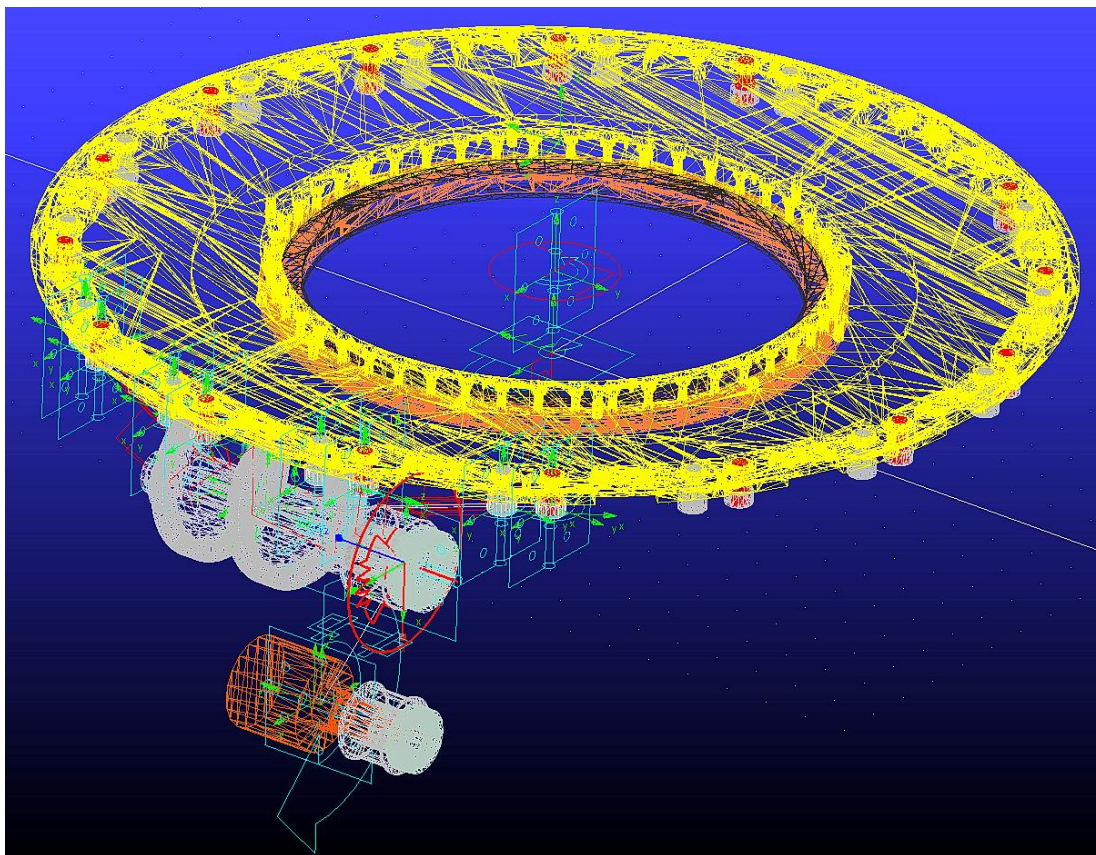
Obr. 2.21. Porovnání průběhu výkonu dle jednotlivých řídicích funkcí. Max. normovaný výkon 2 kW (parabolická), 1,7 kW (polynom 5. stupně) a 2 kW (cykloida).

Jako řídicí funkce mechanismu stolu byl vybrán polynom 5. stupně, který má i výhody ve spojitosti funkcí první a druhé derivace. Nedochází tak k mechanickým rázům při přechodu z klidu do zdvihu a naopak.

2.3.5 Komplexní model

Mechatronický model teoreticky popisuje dynamiku karuselu, jeho přesnost a nároky na pohon podle zvolené řídicí funkce. Měřením pak ověříme, zda je model dostatečně přesný.

Při tvorbě mechatronického modelu byla použita konstrukční data z programu SOLIDWORKS, přes neutrální formát byla převedena do MSC.ADAMS [38]. Statické členy a sestavy, které neovlivňují dynamické vlastnosti systému, byly zanedbány a vyloučeny z modelu. Byl simulován kontakt mezi axiální vačkou a rolnami, tření v hlavním ložisku a byl uvažován pružný řemen.



Obr. 2.22. Model v MSC.ADAMS. Řemen (červeně) je uvažován jako torzní pružina.

2.3.6 Matematický model pohonu mechanismu

Schéma 3 - fázového motoru obsahuje 3 shodné subsystémy, jejichž účinek je dán vzájemným natočením o elektrický úhel $2\pi/3$. Základní napěťové rovnice doplněné o vzájemné ovlivňování sousedních cívek vzájemnými stejně velikými indukčnostmi M pro každé vinutí jsou, viz. [17, 18]:

$$u_U = U_{EU} + R_S i_U + L_S \frac{di_U}{dt} + M \left(\frac{di_V}{dt} + \frac{di_W}{dt} \right) \quad (2.43)$$

$$u_V = U_{EV} + R_S i_V + L_S \frac{di_V}{dt} + M \left(\frac{di_U}{dt} + \frac{di_W}{dt} \right) \quad (2.44)$$

$$u_W = U_{EW} + R_S i_W + L_S \frac{di_W}{dt} + M \left(\frac{di_U}{dt} + \frac{di_V}{dt} \right) \quad (2.45)$$

ve kterých L_S je rozptylová indukčnost statorového vinutí a R_S vyjadřuje odpor jedné fáze statorového vinutí. Pro vnitřní indukovaná napětí U_{Ev} jednotlivých cívek s ohledem na vzájemnou polohu statoru a rotoru, která je vyjádřena elektrickým úhlem θ , platí rovnice:

$$U_{EU} = K_E \omega_0 \sin \theta \quad (2.46)$$

$$U_{EV} = K_E \omega_0 \sin\left(\theta + \frac{2}{3}\pi\right) \quad (2.47)$$

$$U_{EW} = K_E \omega_0 \sin\left(\theta + \frac{4}{3}\pi\right) \quad (2.48)$$

kde K_E je napěťová konstanta jediné cívky motoru a u všech tří cívek je stejná. V rovnicích (2.46, 2.47, 2.48) je dán vztah mezi elektrickou úhlovou rychlostí ω_0 – rychlost otáčení magnetického pole statoru a mechanickou úhlovou rychlostí ω – rychlost rotace rotoru motoru rovnicí:

$$\omega = \omega_0 / p_p \quad (2.49)$$

ve které p_p udává počet pólových dvojic elektromotoru. Elektrický úhel θ je s mechanickým úhlem φ svázán pomocí počtu pólových dvojic p_p rovnicí: $\varphi = \theta / p_p$, která vychází z časové integrace závislosti (2.49) mechanické rychlosti ω na úhlové frekvenci napájecího napětí ω_0 . Pro výsledný elektromagnetický moment M_{ELMg} platí výraz:

$$M_{ELMg} = K_M [i_U \sin \theta + i_V \sin\left(\theta + \frac{2}{3}\pi\right) + i_W \sin\left(\theta + \frac{4}{3}\pi\right)] \quad (2.50)$$

ve kterém K_M představuje momentovou konstantu jedné cívky motoru a u všech tří cívek je stejná. Matematický model synchronního servomotoru je definován na základě rovnic (2.43) až (2.50).

2.3.7 Řízení mechanického systému

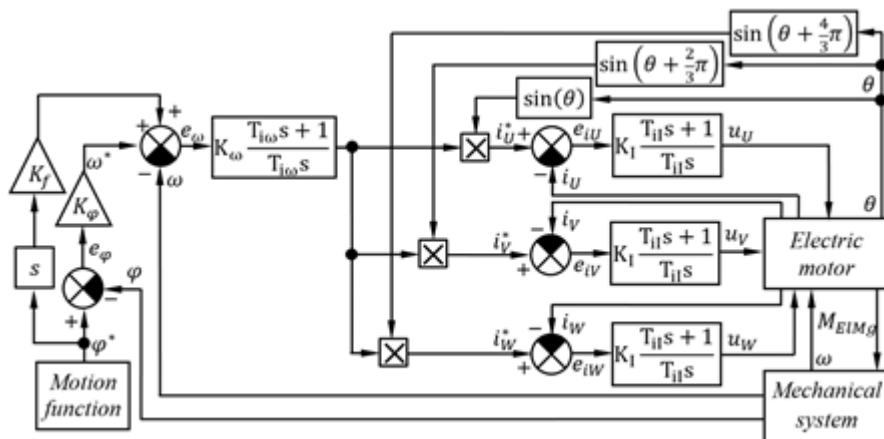
Při vektorovém řízení tohoto typu elektromotoru se téměř výhradně používá kaskádní uspořádání regulačního obvodu se třemi hierarchicky uspořádanými zpětnými vazbami: proudovou, rychlostní a polohovou (Obr. 2.23) Udržování požadované hodnoty polohy φ^* , úhlové rychlosti ω^* a proudu i^* zajišťují lineární regulátory typu PID. Řízení výstupní veličiny se děje pomocí součtu proporcionální, integrační a derivační složky regulátoru. Vztah mezi výstupní veličinou – *akční (řídící) veličinou* $u(t)$ a vstupní veličinou – *regulační odchylkou* $e(t)$ je definován rovnicí:

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (2.51)$$

$$e(t) = w(t) - y(t) \quad (2.52)$$

Proporcionální složka PID regulátoru je rovna K , integrační je rovna podílu K/T_i a derivační je rovna součinu $K \cdot T_d$. Konstanta T_i vyjadřuje integrační časovou konstantu regulátoru a T_d derivační časovou konstantu. Regulační odchylka $e(t)$ je vyjádřena rozdílem mezi požadovanou veličinou ($w(t) \equiv \varphi^*, \omega^*, i^*$) a skutečným výstupem ze systému – *regulovanou veličinou* ($y(t) \equiv \varphi, \omega, i$).

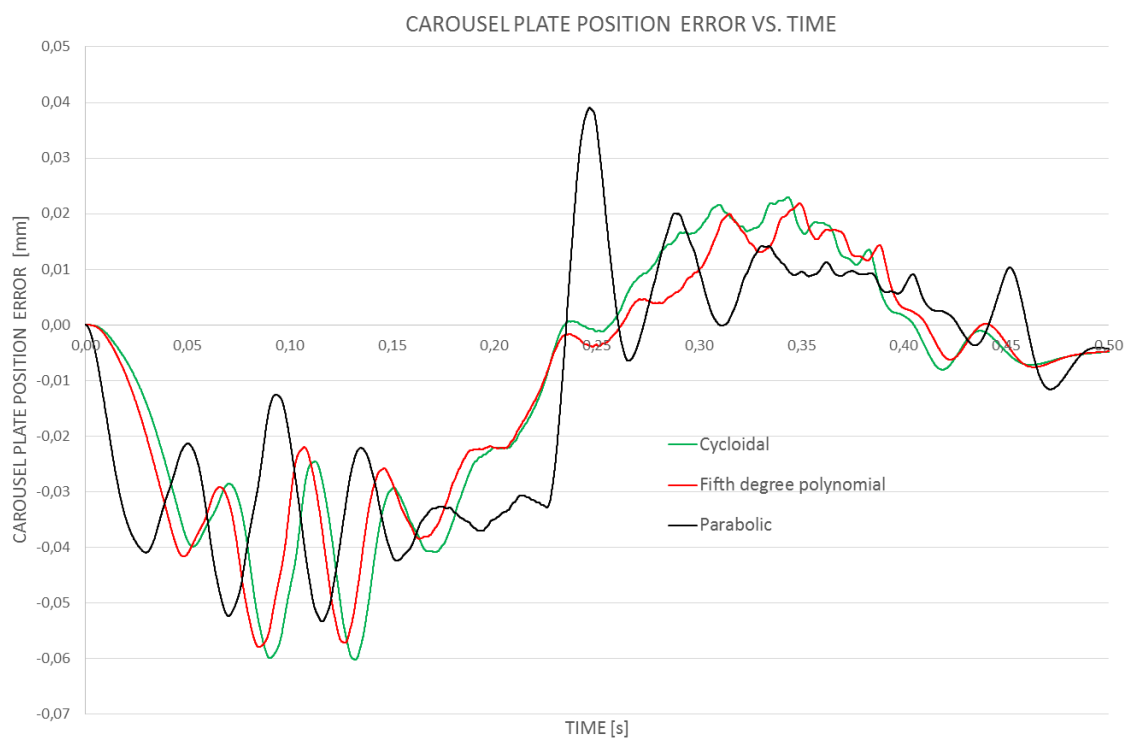
Pro nastavení jednotlivých konstant regulátorů byla použita experimentální metoda Ziegler-Nicholse, viz např. [19].



Obr. 2.23. Blokové schéma řízení servomotoru.

K řízení polohy natočení karuselu byly použity následující funkce: cykloidní, parabolická a polynomická 5. stupně. Každá z řídicích funkcí má své výhody i nevýhody. Jako nejlepší funkce pro testy a měření byla vyhodnocena polynomická 5. stupně. Pro

ideální chod byl navrhnut motor SGMGV-44A [39], ale pro úvodní testy a záběh nebyl k dispozici a použil se o třídu slabší.



Obr. 2.24. Chyba polohy karuselu [mm] v čase [s] na poloměru 500 mm.

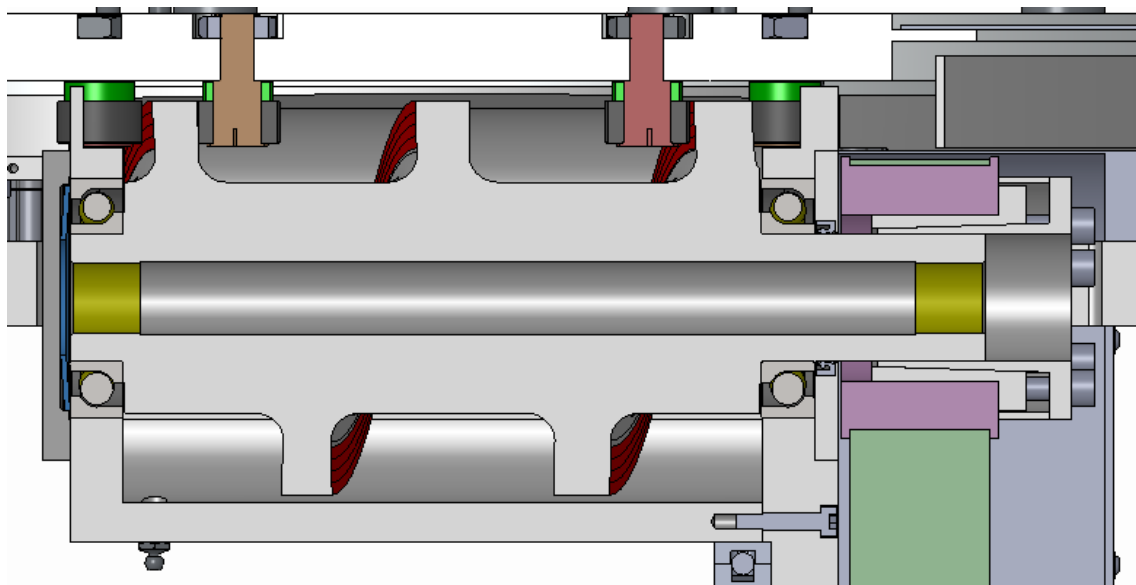
Power parameters of the drive		
Control function	Driving torque [Nm]	Input power [kW]
Cycloidal	41	1,9
Fifth degree polynomial	38	1,6
Parabolic	30	2,0

Tab. 3. Teoretické hodnoty výkonu a momentu podle řídicí funkce.

2.4 Uložení axiální dvojvačky

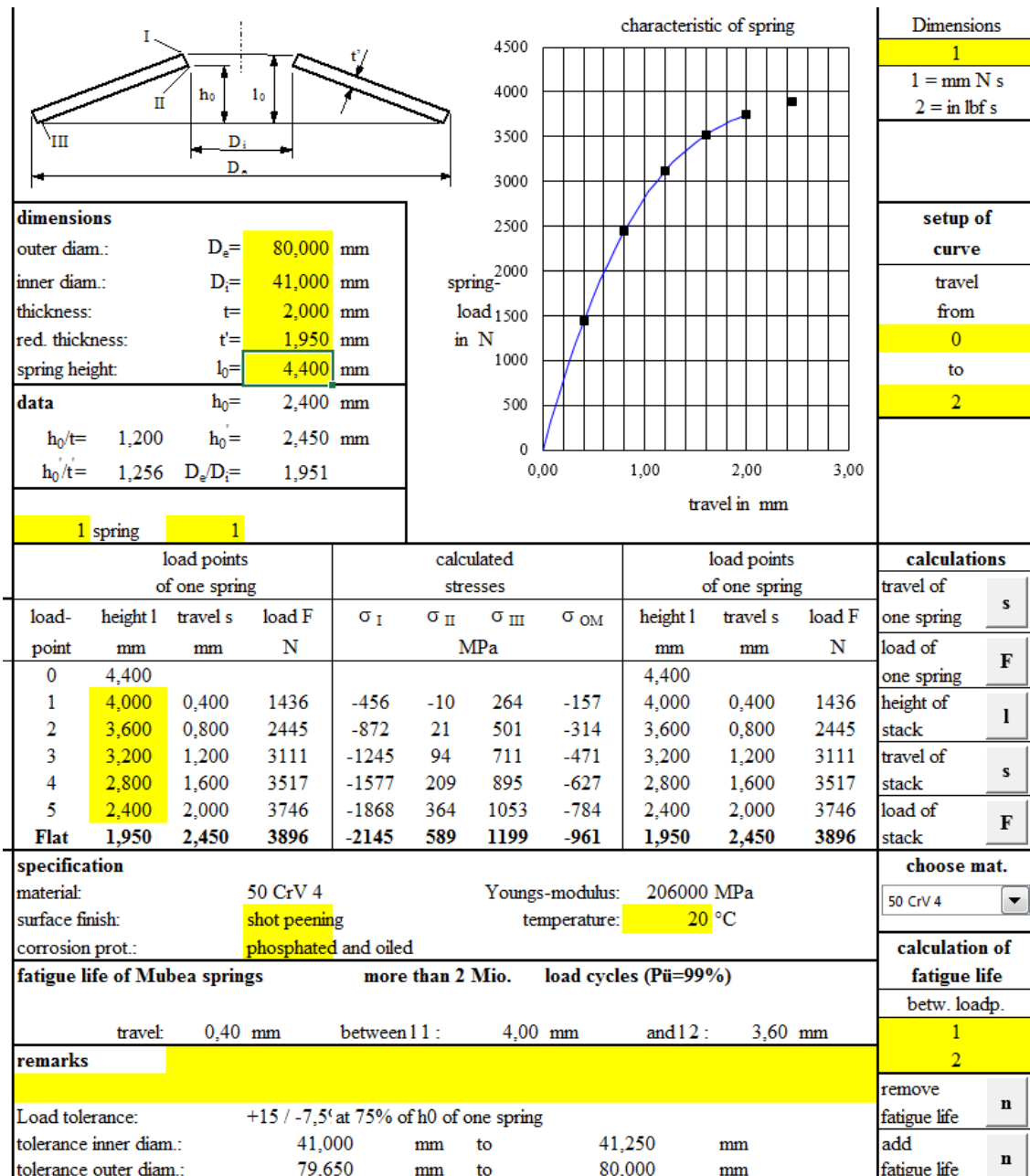
Talířová pružina

Abychom mohli využívat vysoké přesnosti vačky, musí být přesně uložena v převodové skříni. Jako nejvhodnější se zdá uložení přes ložiska s kosoúhlým stykem, která jsou schopna přenést axiální i radiální zatížení. Použijeme uložení čely k sobě tj. do X, aby byly schopné přenést axiální zatížení v obou směrech. Pro správnou funkci je musíme vymezit předepnutou pružinou. Nejlepší charakteristiku má pro dané účely talířová pružina. Velké síly při malých zdvizích a zástavbových rozměrech. Z výpočtů víme, že maximální moment bude 38 Nm při rozběhu na motoru. Tím bychom dimenzovali pružinu na sílu okolo 3040 N ($38 \text{ Nm} \cdot i40 / 0,5 \text{ m}$). Ale pružina bude namáhána pouze při brždění karuselu a tam jsou síly menší o tření a uvažovanou dynamiku rozběhu rotačních částí. V podstatě má hlavní vliv moment setrvačnosti talíře karuselu při brždění a vyvození síly na talířovou pružinu. Tyto hodnoty pak klesají až na 60%. Hledáme pružinu se silou okolo 1824 N při daném předpětí.



Obr. 2.25. Řez převodovou skříní. Talířová pružina je umístěna vlevo (modrá).

Talířová pružina měla z konstrukčního hlediska rozměry $80 \times 41 \times 4.4 \text{ mm}$ (tloušťka 2 mm). Předpokládané stlačení bylo okolo 1 mm . Na návrh jsme použili výpočetní program od firmy MUBEA. Navrženou pružinu jsme pak objednali a fyzicky změřili.



Obr. 2.26. Výpočet a teoretická charakteristika talířové pružiny podle MUBEA [40].

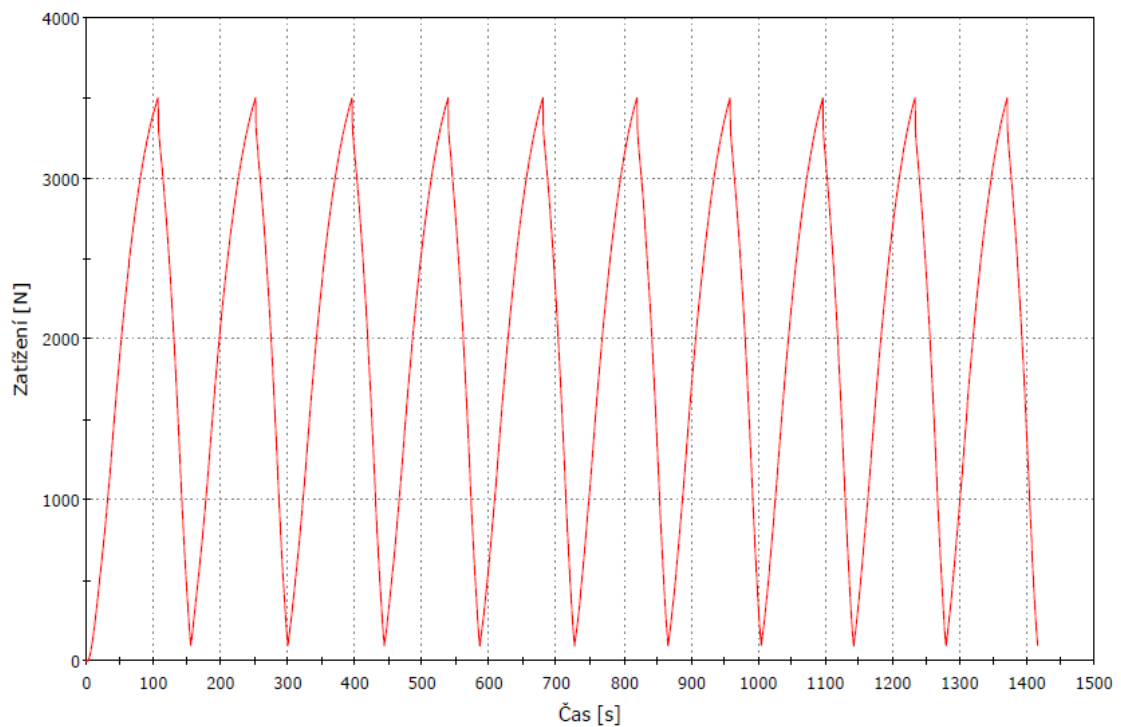
Version 19.7.98		project: 0								
18.6.2015 0		Mühr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292								
load points of one spring			calculated stresses				load points of one spring			
height l mm	travel s mm	load F N	σ_I	σ_{II}	σ_{III}	σ_{OM}	height l mm	travel s mm	load F N	stiffness N/mm
			MPa							
4,40	0,000	0	0	0	0	0	4,40	0,000	0	4193
4,32	0,080	325	-95	-5	55	-31	4,32	0,080	325	3942
4,24	0,160	631	-188	-9	109	-63	4,24	0,160	631	3699
4,16	0,240	917	-279	-11	161	-94	4,16	0,240	917	3465
4,08	0,320	1186	-369	-11	213	-125	4,08	0,320	1186	3239
4,00	0,400	1436	-456	-10	264	-157	4,00	0,400	1436	3022
3,92	0,480	1669	-543	-7	313	-188	3,92	0,480	1669	2813
3,84	0,560	1886	-627	-2	362	-220	3,84	0,560	1886	2612
3,76	0,640	2087	-710	4	409	-251	3,76	0,640	2087	2420
3,68	0,720	2274	-792	12	456	-282	3,68	0,720	2274	2235
3,60	0,800	2445	-872	21	501	-314	3,60	0,800	2445	2059
3,52	0,880	2603	-950	33	545	-345	3,52	0,880	2603	1892
3,44	0,960	2748	-1026	46	588	-376	3,44	0,960	2748	1733
3,36	1,040	2881	-1101	60	630	-408	3,36	1,040	2881	1582
3,28	1,120	3002	-1174	76	671	-439	3,28	1,120	3002	1439
3,20	1,200	3111	-1245	94	711	-471	3,20	1,200	3111	1305
3,12	1,280	3211	-1315	114	750	-502	3,12	1,280	3211	1179
3,04	1,360	3300	-1383	135	788	-533	3,04	1,360	3300	1062
2,96	1,440	3381	-1449	158	825	-565	2,96	1,440	3381	952
2,88	1,520	3453	-1514	182	861	-596	2,88	1,520	3453	851
2,80	1,600	3517	-1577	209	895	-627	2,80	1,600	3517	759
2,72	1,680	3574	-1639	237	929	-659	2,72	1,680	3574	674
2,64	1,760	3625	-1698	266	962	-690	2,64	1,760	3625	598
2,56	1,840	3670	-1756	297	993	-722	2,56	1,840	3670	531
2,48	1,920	3710	-1813	330	1024	-753	2,48	1,920	3710	472
2,40	2,000	3746	-1868	364	1053	-784	2,40	2,000	3746	421
1 spring						1				
dimensions						load points of one spring				
outer diam.:	$D_e=$	80,00 mm				load- point	height l	travel s	load F	
inner diam.:	$D_i=$	41,00 mm					mm	mm	N	
thickness:	$t=$	2,00 mm				0	4,400	0,000	0	
red. thickness:	$t'=$	1,95 mm				1	4,000	0,400	1436	
spring height:	$l_0=$	4,40 mm				2	3,600	0,800	2445	
material:	50 CrV 4					Flat	1,950	2,450	3896	
Youngs-modulus:	206000 MPa		at		20 °C					

Obr. 2.27. Výpočet a teoretická charakteristika talířové pružiny podle MUBEA [40].

Navržená pružina měla mít při stlačení 1 mm sílu 2748 N . Síla byla dostatečně velká pro vymezení vůlí v mechanismu a její předpětí stačilo na deceleraci talíře karuselu. Zároveň její síla nebyla natolik velká, aby poškodila ložiska při dlouhém provozu mechanismu.

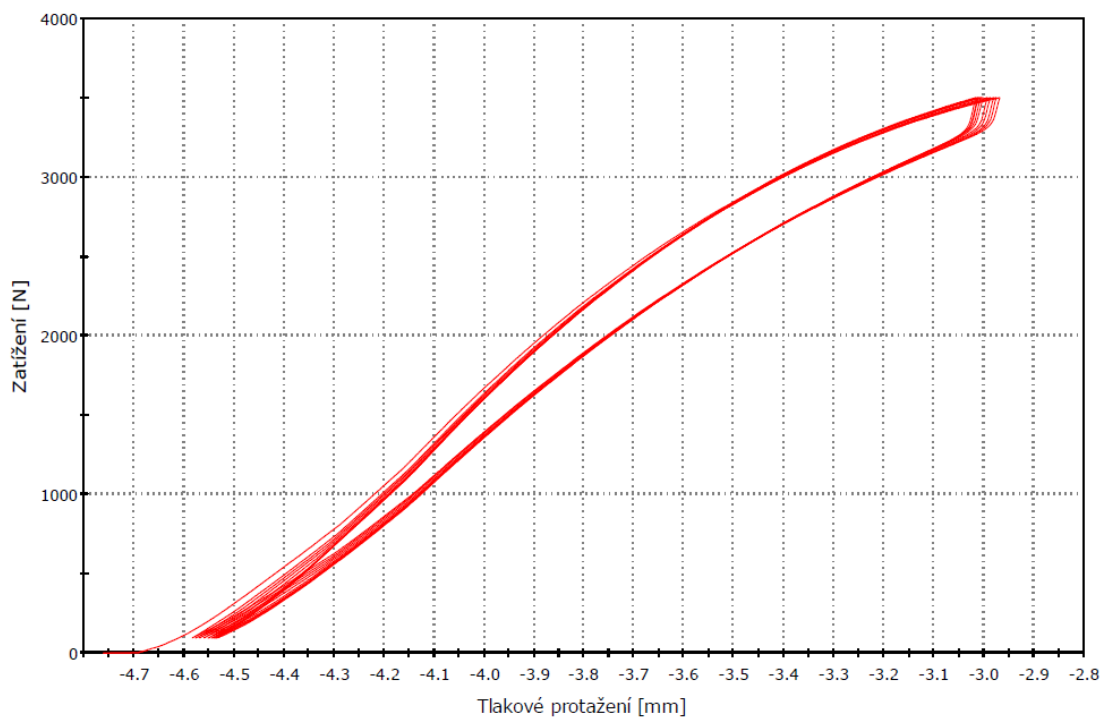
Měření talířové pružiny

Tři zakoupené pružiny byly podrobeny cyklickému zatížení na univerzálním zkušebním stroji Instron 3369 (kapacita zatížení 50 kN). Vybrali jsme tu s nejvhodnější charakteristikou. Pro každou pružinu bylo provedeno 10 zatěžovacích cyklů od zhruba 0N do 3500 N v celkovém čase 1420 s.



Obr. 2.28. Cyklické zatěžování talířové pružiny. Závislost síly na čase.

Dostali jsme hysterezi, která vykazovala jen minimální odchylky v navazujících cyklech. Začátek experimentu byl v hodnotě $-4,55 \text{ mm}$ (nastavená hodnota trhačky). Nás zajímá síla při stlačení 1 mm , tj. na hodnotě $-3,55 \text{ mm}$. Naměřená síla odpovídá $2550 \pm 200 \text{ N}$ podle hystereze. Zároveň je naměřená síla v dobré shodě s teoretickým výpočtem. Pružinu lze použít v mechanismu. Bude vyhovovat.



Obr. 2.29. Cyklické zatěžování talířové pružiny. Závislost síly na zdvihu.

2.5 Řemen

Z mechatronického modelu a prvotních orientačních výpočtů byly určeny tyto parametry:

Maximální moment na motoru (řízené polynomem 5. stupně) $M_H = 38 \text{ Nm}$

Maximální otáčky motoru $n_M = 720 \text{ ot/min}$

Maximální otáčky šneku $n_C = 576 \text{ ot/min}$

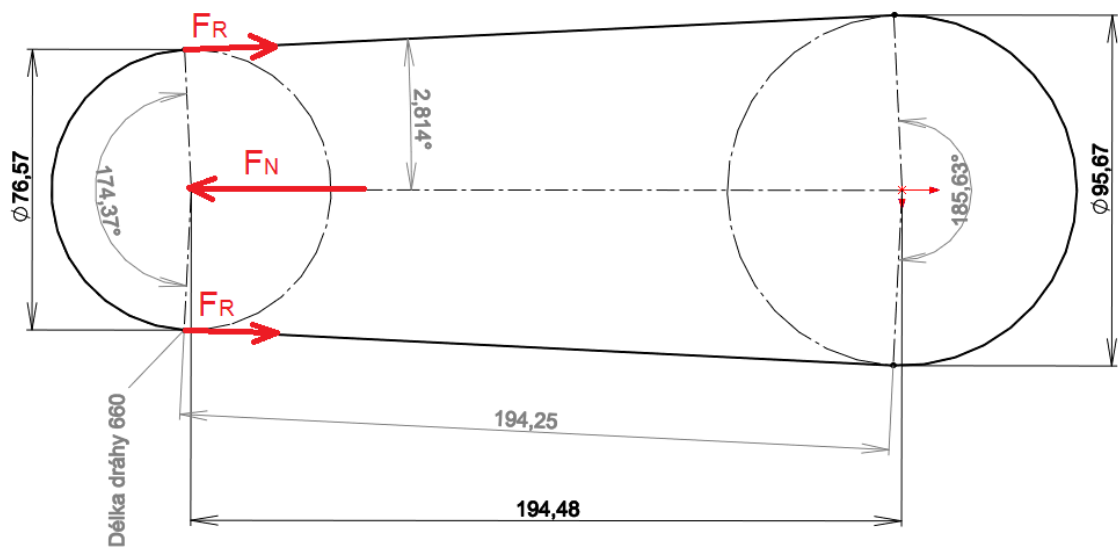
Maximální přenášený výkon $P = 4,4 \text{ kW}$

Předepnutí řemenu dimenzované na hnací moment $M_{HP} = 45 \text{ Nm}$

Maximální dovolená chyba řemenu $\alpha = \pm 0,05^\circ$

Požadovaný převod do pomala $i = 1,25$

Z těchto parametrů byl zvolen bezvůlový nebo takřka bezvůlový řemen *PUR 50 -AT10-0660 – GENIII* a řemenice s povrchovou úpravou - tvrdý elox pro dlouhou životnost.



Obr. 2.30 Rozměry řemenu, řemenic a působící síly.

Rychlost řemenu	$v_R = 2,89 \text{ m/s}$
Počet zubů řemenic (1, 2)	$z_{1,2} = 24, 30$
Maximální možný přenášený výkon (1,2)	$P_{R1,2} = 12 \text{ kW}, 17 \text{ kW}$
Předepnutí řemene (vliv na přesnost stroje)	$F_N = 1175 \text{ N}$
Síla v jedné větvi řemenu z předepnutí	$F_R = 588 \text{ N}$

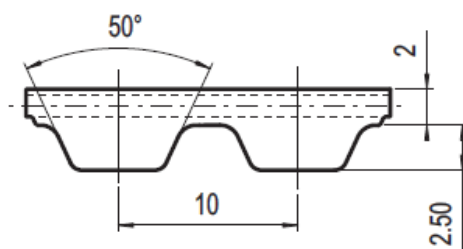
V mechatronickém modelu je řemen simulován jako virtuální pružná spojka spojující řemenici se šnekem. Řemen je reprezentován jako pevná kinematická vazba s převodem 1,25 do pomala. Je potřeba vypočítat poddajnost řemenu a tu převést na torzní tuhost virtuální spojky.

Z katalogového listu lze vyčíst rozměry profilu zubu a najít graf závislosti síly na relativním prodloužení řemenu (k_R). Z toho lze spočítat torzní tuhost k_T virtuální spojky, pro kontrolu i modul pružnosti řemenu E :

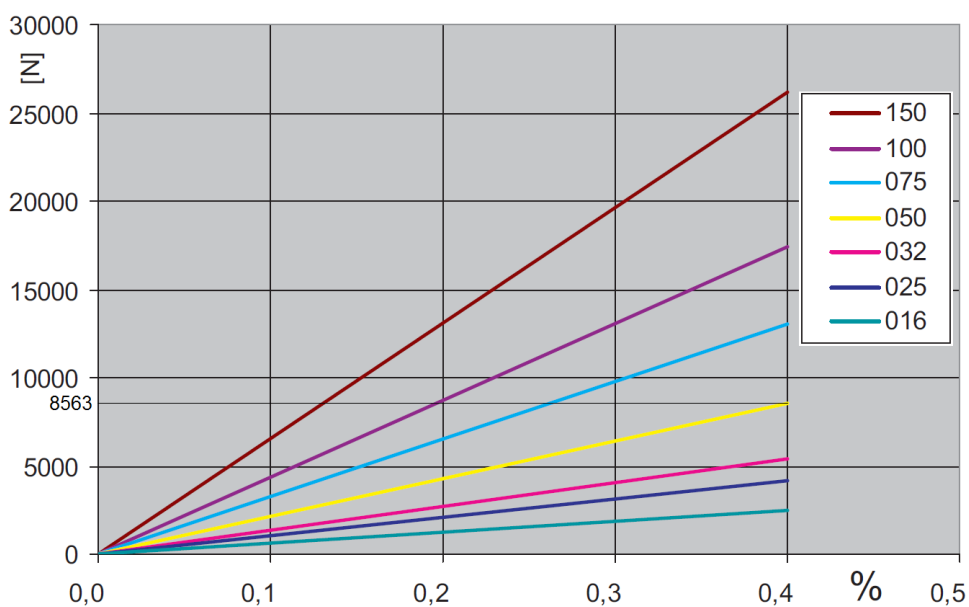
$$E = \frac{F}{\frac{\Delta l}{l}} = \frac{8563}{0,004 * 1 * 10^{-4}} = 21,4 \text{ GPa} \quad (2.53)$$

$$k_T = k_R R_2^2 = \frac{ES}{l} R_2^2 = \frac{F}{\frac{\Delta l}{l}} R_2^2 = \frac{8563}{0,004 * 0,194} * \left(\frac{0,096}{2}\right)^2 = 25217 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (2.54)$$

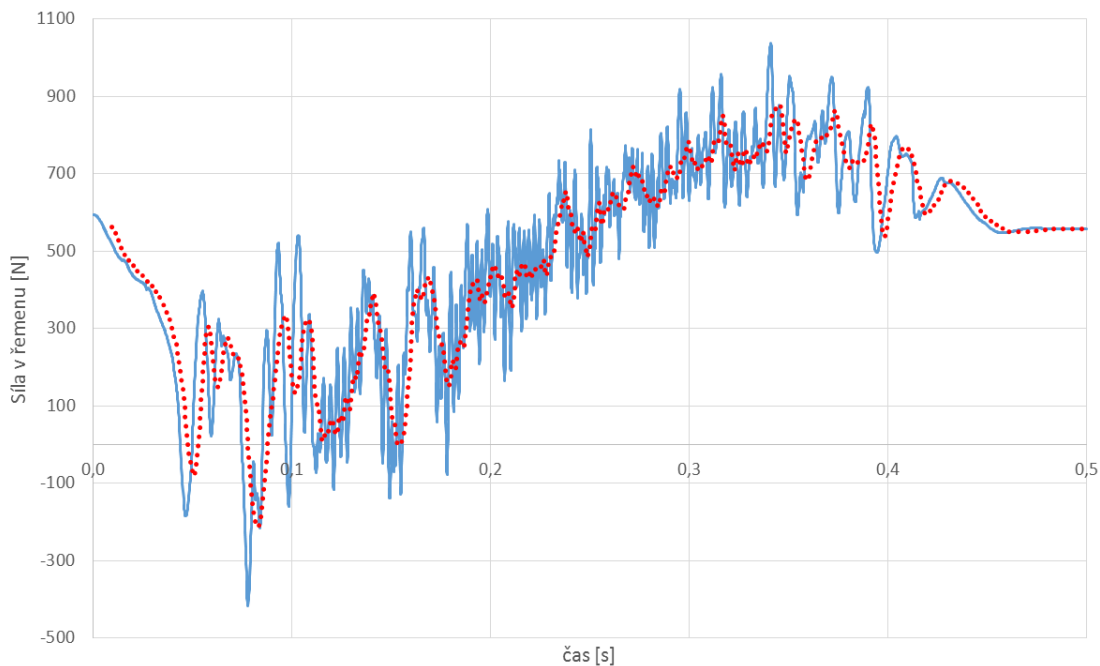
Modul pružnosti řemene je 10x menší než ocele. Tuhost řemene je zhruba 3x menší než by odpovídalo vlnovcové spojce BKL nasazené na $\varnothing 35 \text{ mm}$ motoru s dostatečným přenášeným momentem.



Obr. 2.31. Profil řemenu.



Obr. 2.32. Graf závislosti vyvozené síly v řemenu na jeho relativním prodloužení.



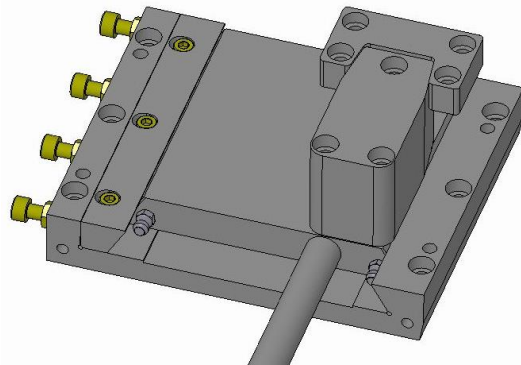
Obr. 2.33. Graf silového namáhání jedné větve řemenu v závislosti na čase.

Na obr. 2.33 je graf silového namáhání jedné „brzdné“ větve řemenu v závislosti na čase se spojnicí trendu klouzavého průměru. Je zde vidět snížení síly při rozjezdu karuselu a zvýšení síly při brždění. Podle tohoto modelu by docházelo k uvolňování řemenu, ale předpětí (jedné větve 588 N) nelze zvýšit kvůli životnosti ložisek v motoru a ve šneku. Přesnost stroje je podle teoretického modelu i měření na reálném vyrobeném prototypu dostačující. Řemen lze po čase opotřebení na stroji vyměnit bez větších problémů. Kontrola správného napnutí probíhala pomocí měření frekvence.

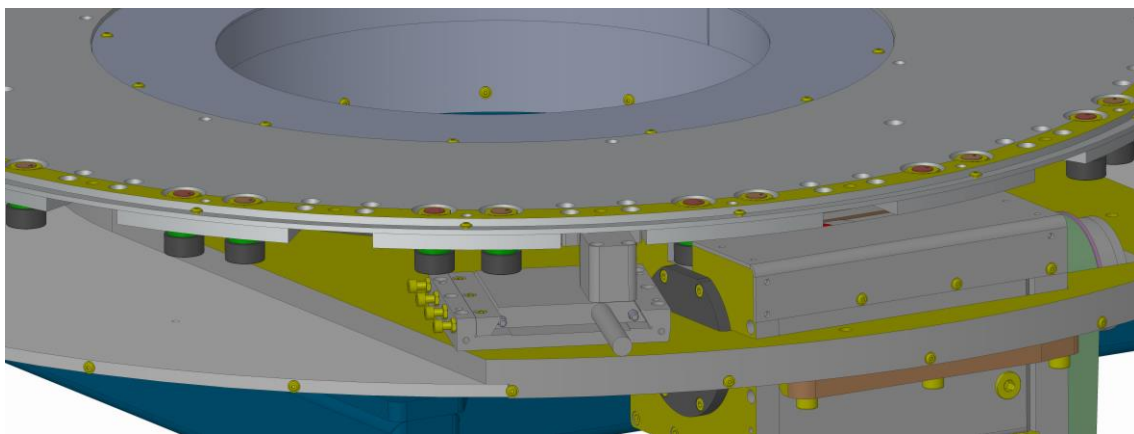
2.6 Aretační mechanismus

Za zmínku stojí aretační mechanismus karuselu. Jeho koncept vznikl z obavy, že se axiální vačku nepodaří vyrobít v dostatečné přesnosti, nebo ostatní mechanismy budou mít příliš velké vůle a karusel nebude polohovat obrobky v dané přesnosti. Cílem bylo přidat do finální sestavy něco, co talíř karuselu ustaví přesně.

Mechanismus by se skládal jednoduše z klínu čepu a tvarové vložky. Byl by poháněn pneumatickým válcem a musel by být velice rychlý, jakož i jeho odezva s řízením celého stroje. Klín by nesměl být samosvorný (15°) a byl by umístěn z vnějšku karuselu. Na talíři by se vyrobilo 16 přesných kapes, které by po seřízení zaručily přesné ustavení.



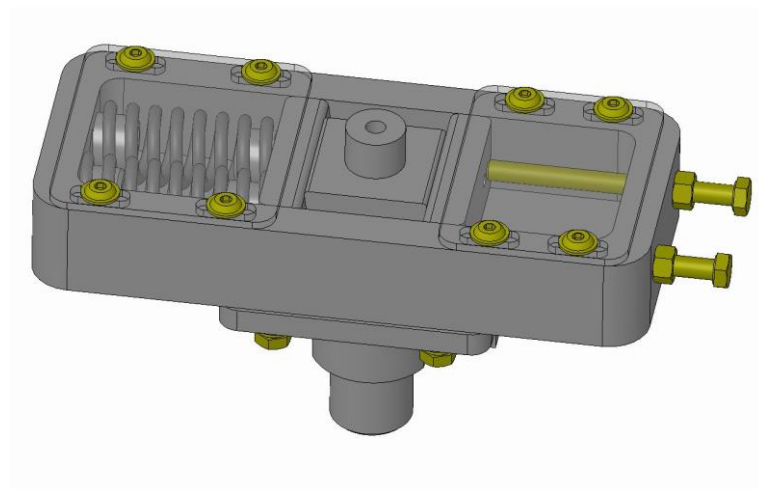
Obr. 2.34. Plánovaný aretační mechanismus – detail.



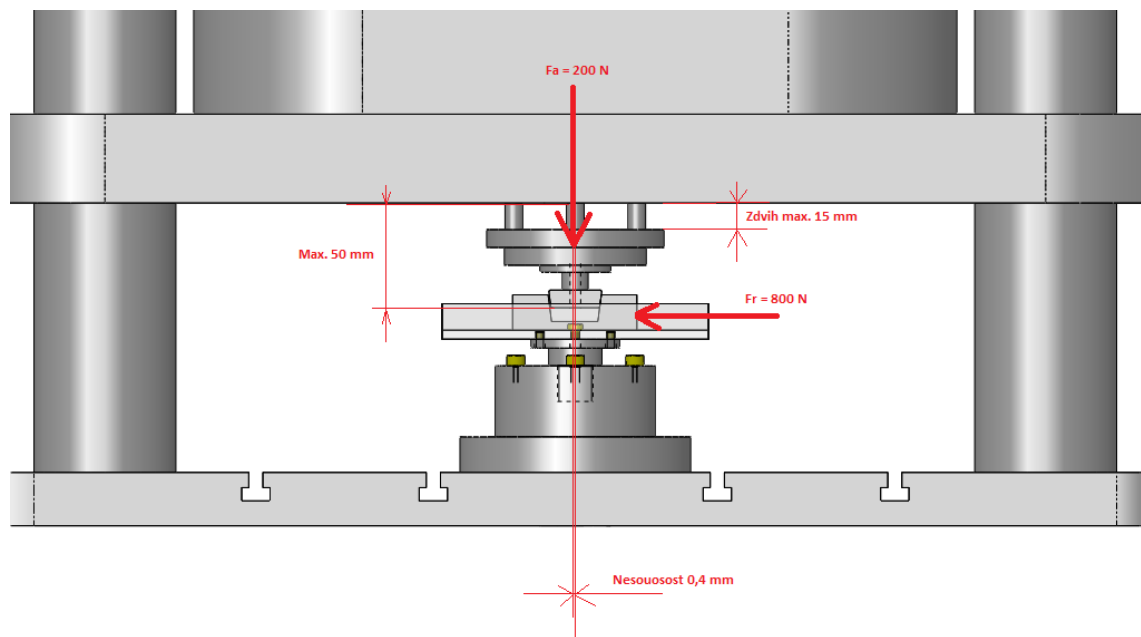
Obr. 2.35. Plánovaný aretační mechanismus v sestavě karuselu.

Navržený aretační mechanismus by bylo potřeba otestovat. Zkoušela by se jeho funkce a dlouhodobá životnost. Proto byl zkonstruován přípravek s lůžkem, které by bylo cíleně vyoseno předepnutými pružinami o teoretickou nepřesnost karuselu. Přípravek by se umístil do univerzálního zkušebního stroje, na kterém by se provedlo několik milionů

cyklů. Se shora by sjížděl trn s klínem, který by přetlačil pružiny a srovnal by vyosené lůžko. Poté by vyjel nahoru, lůžko odlehčil a to by se vrátilo zpět do vyosené polohy. Tak by se pak vše opakovalo.



Obr. 2.36. Přípravek pro testování životnosti s nastavitelným vyosením.



Obr. 2.37. Návrh testování životnosti mechanismu na univerzálním testovacím stroji.

Nakonec takovýto aretační mechanismus nebyl zapotřebí, protože přesnost ustavení pomocí axiální vačky byla postačující pro požadavky na polohování. Navíc by bylo obtížné dosáhnout požadovaný takt stroje 0,5 s s přidáním dalšího členu. Nejde jen o samotný pohyb, ale taky se musí čekat na odezvy signálů řízení z čidel.

3. Zhotovení hnacího mechanismu

3.1 Výroba axiální vačky

Nejpracnější část mechanismu na výrobu byla axiální dvojvačka. Ta vyžadovala nejdelší přípravu a výrobní časy. Abychom si mohli být jisti správností postupů, začali jsme s jednoduchou axiální drážkovou vačkou vyrobenou z překližky. Na tomto modelu se mělo odladit předávání dat do CNC stroje, odhalení případných technologických a procesních chyb.



Obr. 3.1. Pokusný dřevěný model drážkové vačky.

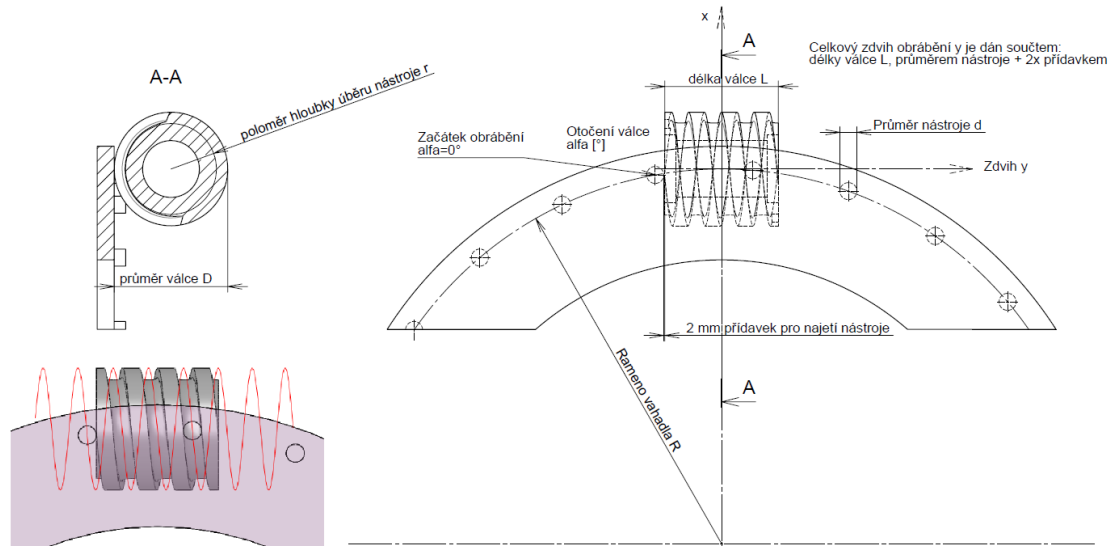
Rozměry pokusného modelu: vnější průměr $D = 140 \text{ mm}$, délka 205 mm , poloměr hloubky úběru nástroje na $r = 55 \text{ mm}$.

Datová kapacita obráběcího stroje SIG je omezená. Je potřeba mít maximálně 3000 hodnot v jednom sloupci dat. Závislost není lineární, ale je jí dost podobná v rozvinu šroubovice na délku. Tím pádem chyba aproximace mezi jednotlivými body křivky bude malá a zanedbatelná.

Částečný náhled prvních testovacích dat:

L = 210 mm /délka válce
D = 140 mm /průměr válce
R = 500 mm /rameno vahadla
r = 55 mm /poloměr hloubky úběru nástroje

d = 30 mm	/průměr nástroje
y	alfa
-122,000	0,0
-121,921	0,3
-121,841	0,6
-121,762	0,9



Obr. 3.2. Značení dat při obrábění na stroji SIG.

Data s krokem $0,3^\circ$ jsou příliš hustá, přecházíme na krok $0,5^\circ$. Zdvih $y = 0$ je ve středu válce. Otáčky $\alpha = 0^\circ$ jsou zachovány na start obrábění. Necháme zhotovit středový otvor $\varnothing 25 H7$, výsledný šnek bude mít zřejmě díru větší, abychom o něco zmenšili moment setrvačnosti. Necháme ještě 2 mm vůli na najetí nástroje k obrobku. Tzn., že fréza začíná frézovat 2 mm od boku válce. Vačka musí být pravotočivá.

Z náhledu programu je patrné že souřadnice pro výrobu reálné dvojvačky se budou dát snadno vypočítat. Abychom je mohli porovnat, budeme potřebovat zpřesnit teoretický 3D model.

Část reálných dat:

L = 227 mm	/délka válce
D = 140 mm	/průměr válce
R = 500 mm	/rameno vahadla
r = 35 mm	/poloměr hloubky úběru nástroje hrubování
r = 41 mm	/poloměr hloubky úběru nástroje hrubování kolize s kolíkem
r = 53 mm	/poloměr hloubky úběru nástroje hrubování broušení
d = 30 mm	/průměr nástroje

alfa y

-484	-130.463
-483.5	-130.331
-483	-130.200

-482.5 - 130.068
-482 - 129.936
-481.5 - 129.805
-481 - 129.673

Postup výroby vačky:

- 1) Zvolení vhodného polotovaru - *KR 150* délka 340, ocel vhodná k cementaci, kalení a broušení, 16MnCr5+A, EN 10060
- 2) Předpřípravení polotovaru k upnutí na 5-ti osou frézku. Soustružení konců a přesné kolíkové díry k určení polohy na 5-ti osou frézku a SIG CF3.
- 3) Předobrobení na 5-ti osé frézce - frézování šneka podle 3D dat. Použití přídavku 0,3 - 0,4 mm v oblasti límce šneku (označeno červeně)
- 4) Cementování, kalení.
- 5) Obrobení ploch, které jsou potřeba k přesnému upnutí na SIG CF3 (střed - $\varnothing 25 h7$, boky $227 \pm 0,01$, a kolíkovou díru $\varnothing 10 H7$)
- 6) Dobroušení na SIG CF3 podle dat límec šneku (označeno červeně)
- 7) Obrobení plochy $\varnothing 45 h6$ a $h7$.

Pozn.: 5-ti osou frézku nebylo možno z důvodu komerčního vytížení využít a celá vačka se místo toho obrobila na stroji SIG CF3. To prodloužilo výrobní časy, ale kvalita zůstala.

Data se musela upravovat dle potřeb stroje SIG, který je staršího data výroby a formátování muselo být uzpůsobeno v textovém editoru. Velikost souboru dat byla omezena, takže bylo těžké optimalizovat počet souřadnic, aby výrobní souřadnice byly dostatečně přesné. Nakonec se vše podařilo úspěšně vyřešit a výsledný výrobek je ve vysoké kvalitě (Obr. 3.4.).



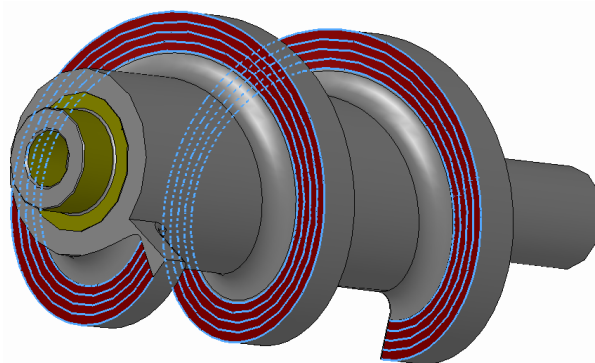
Obr. 3.3. Výroba axiální vačky na stroji SIG. Hrubování.



Obr. 3.4. Hotová axiální vačka po broušení.

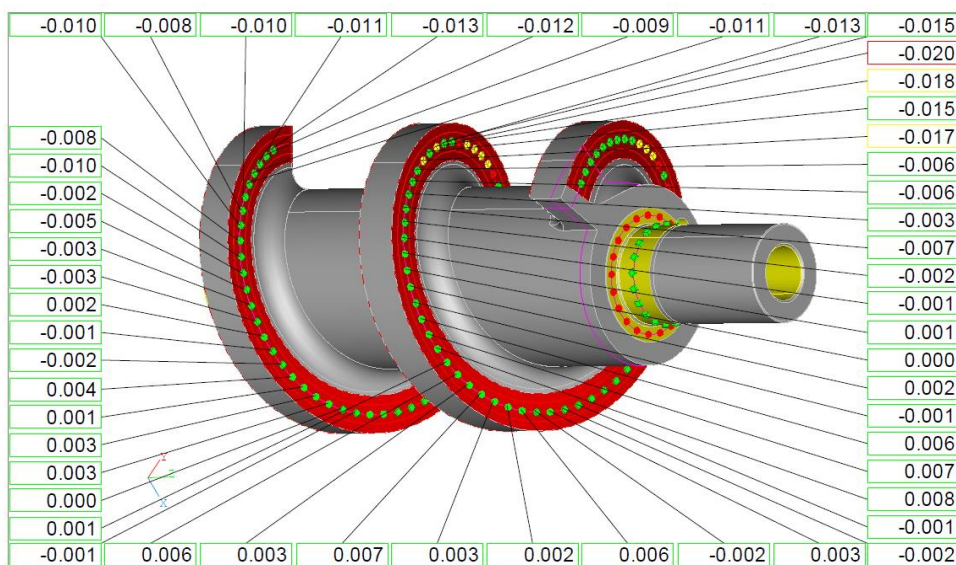
3.2 Přesný 3D model

Po výrobě bylo potřeba axiální vačku změřit na 3D portálovém CNC stroji Wenzel. K porovnání sloužila data složená z vypočtených křivek a 3D modelů. Kvůli přesnosti bylo potřeba dopočítat další body křivek (volíme další hodnoty z podle výpočtů v kapitole 2.1). Původně jsme okraje určovali třemi křivkami, teď už je to pět křivek na bok. Konkrétní křivky zároveň slouží jako místa definovaná pro 3D měření, tam kde by se měl teoretický model shodovat s přesně vyrobenou vačkou.



Obr. 3.5. Přidání dalších křivek boku vačky.

Podle přesnosti broušených povrchů šneka budou finálně dobroušeny rolny, aby v mechanismu vznikla co nejmenší vůle. Roln bude více a budou se párovat příslušně ke každé pozici. Ze všech protokolů bylo patrné, že došlo k podbroušení límce šneka o $0,01\text{ mm}$ a s touto informací se budou dobrušovat a párovat rolny.

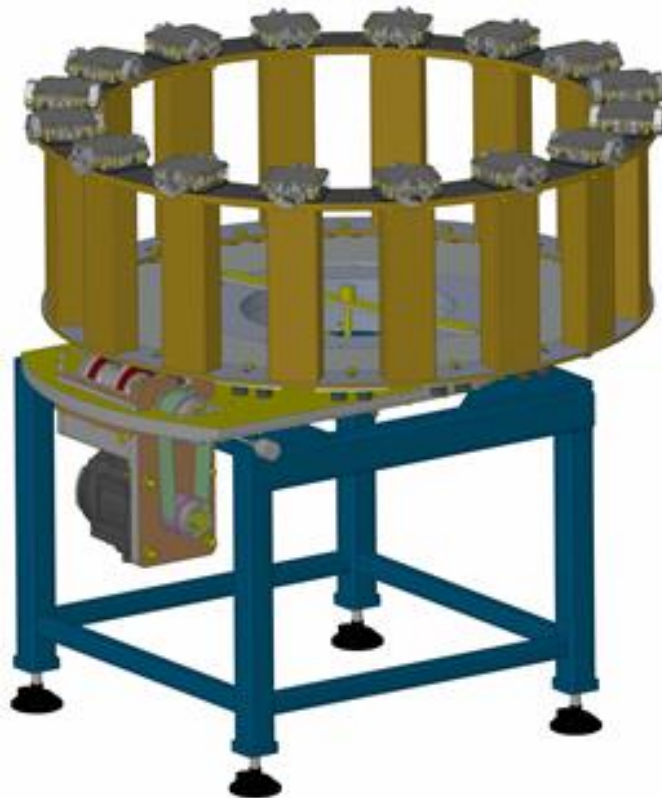


Obr. 3.6. Protokol z 3D měření.

4. Analýza pohybu otočného stolu

Byly vyrobeny a smontovány i další sestavy mechanismu. Proběhla kompletace. Karusel je jako celek funkční a je potřeba ověřit jeho přesnost. S nutností měření bylo počítáno již na začátku konstrukce a díky tomu byly zhotoveny technologické otvory a obrobeny přesně plochy, aby se k nim daly připojit měřicí přístroje. Ochranné prachové kryty byly demontovány.

Otočný stůl byl umístěn na pomocný montážní rám, který byl zatížen věncem s lůžky tak aby bylo dosaženo stejné hodnoty momentu setrvačnosti zátěže jako bude v reálném provozu. Pohon karuselu byl zajištěn servomotorem Yaskawa SGMGV-30D3A61 o výkonu $2,9 \text{ kW}$ a nominálním točivém momentu $18,6 \text{ Nm}$. Tento motor je o něco výkonově a momentově slabší než původní zamýšlený, ale i tak svůj účel splnil. Originální motor byl dodán později. Rychlost pracovního stolu byla testována pro 60 a $65 \text{ kroků} / \text{min}$.



Obr. 4.1. Karusel s věncem s lůžky a naznačenými snímači.

4.1 Měřicí místa, použité snímače a přístroje

Měření bylo realizováno na 3 místech rotačních skupin (stejně jako *obr. 2.15.*):

- Úhlová rychlost a úhel natočení servomotoru
Inkrementální optický rotační snímač Heidenhain ROD 1020/3600 imp., v.č. 51301625A, vlnovcová spojka LARM
- Úhlová rychlost a úhel natočení šneku
Inkrementální optický rotační snímač Heidenhain ROD 1020/3600 imp., v.č. 51301625A, vlnovcová spojka LARM
- Úhlová rychlost a úhel natočení talíře karuselu
Inkrementální optický rotační snímač Heidenhain ROD 880/36000 imp., v.č. 38046818B, vlnovcová spojka LARM

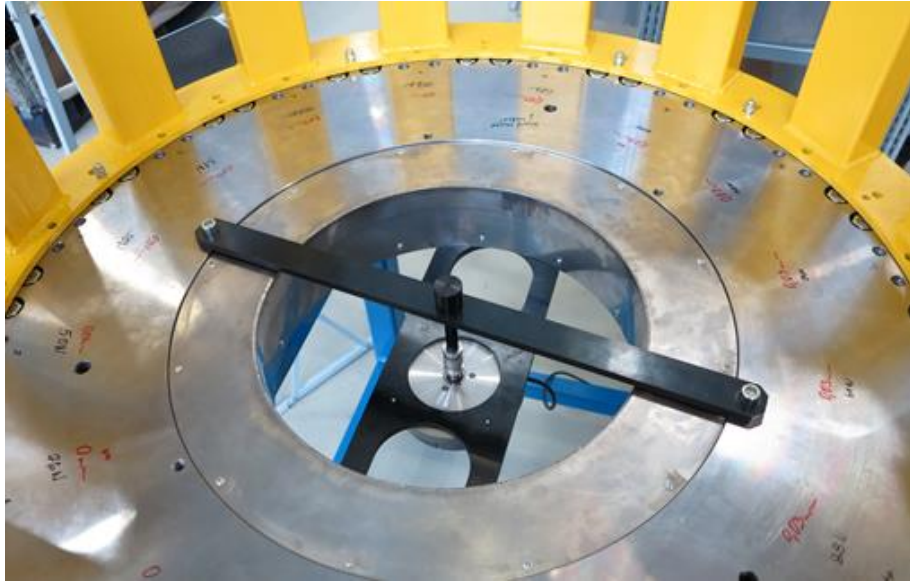
Byly použity následující přístroje:

- Zásuvný modul DMU-PCI, kanál A
- Zásuvný modul DMU-PCI, kanál B
- Zásuvný modul DMU-PCI, kanál C

Měřené veličiny byly zaznamenány 16 - kanálovým měřicím analyzátozem Dewetron DEWE - 2600. Vyhodnocení bylo provedeno pomocí software FlexPro 9 [20].



Obr. 4.2. Inkrementální snímače umístěné na výstupní hřídeli motoru a hřídeli vačky.



Obr. 4.3. Inkrementální snímač s hřídelí uchycený v ose otáčení pracovního stolu.

4.2 Způsob měření a vyhodnocení

Jako nulová poloha stolu (úhel natočení 0°) byla zvolena poloha, kdy v záběru hnacího šneku je pozice č. 16. Pro ověření dynamiky stolu a určení opakovatelnosti polohy jednotlivých pozic byl stůl provozován v kontinuálním běhu při rychlosti *60 kroků za minutu*, kdy *0,5 s* se pracovní stůl přesouvá a *0,5 s* stojí v pracovní pozici CNC frézky. Úhlová rychlost a poloha všech tří hřídelí byla zaznamenávána synchronně se vzorkovací frekvencí *50 kHz*.

Pro porovnání vlivu rychlosti na přesnost ustavení byly tři pozice pracovního stolu změřeny také pro rychlost *65 kroků za minutu*.

Statická vůle pracovního stolu byla určována z rozdílu poloh, kdy hnací servomotor provedl pootočení o 10° vpřed a následně zpět a změřil se reálný pohyb talíře, který byl menší o statickou vůli mechanismu.

Měřeno bylo také několik pozic pracovního stolu ve standardním režimu (*60 kroků za minutu*) se dvěma rolnami (respektive se dvěma páry) v kontaktu s hnacím šnekem při rozběhu a zastavení. Dále bylo provedeno měření s úhlově pootočeným stolem, kdy byla v záběru při zastavení hnacího šneku pouze jedna hnací rolna (jeden pár).

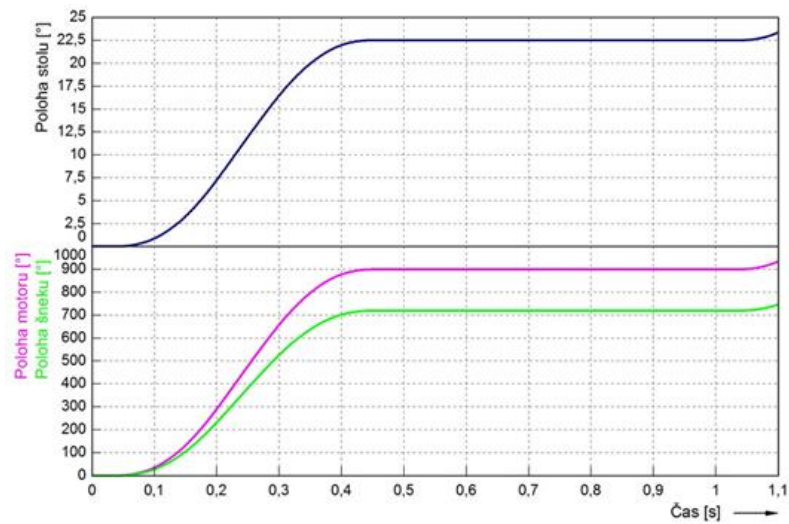
4.3 Výsledky měření

Pro měření dynamiky pracovního stolu pomocí inkrementálního snímače s vysokým rozlišením (36000 imp/ot) bylo nutné zvolit správné nastavení rozsahů. Zásuvný modul DMU-PCI je vybaven 16 - bitovým převodníkem, údaj úhlu je pak inkrementován s každou hranou TTL signálu inkrementálního snímače. Pokud zvolíme rozsah měřeného úhlu -10° až $+370^\circ$, abychom s mírným přesahem pokryli plný rozsah úhlu v rámci jedné otáčky, je kvantovací krok převodníku $380/65536 = 0,005798^\circ$. Tím přicházíme o rozlišení snímače, protože při 144000 úrovních úhlu na jednu otáčku můžeme dosáhnout rozlišení až $0,0025^\circ$. Využití plného rozlišení bylo dosaženo omezením rozsahu měřeného úhlu na 60° , kdy byly v každém měření zaznamenávány dvě nebo tři pracovní pozice stolu (mezi pracovními pozicemi je úhel $22,5^\circ$). Na obr. 4.4. je zobrazen typický průběh zdvihu pro změnu jedné pozice pracovního stolu. Zobrazeny jsou průběhy motoru, šneku i pracovního stolu. Obr. 4.5. pak zobrazuje průběh příslušných úhlových rychlostí.

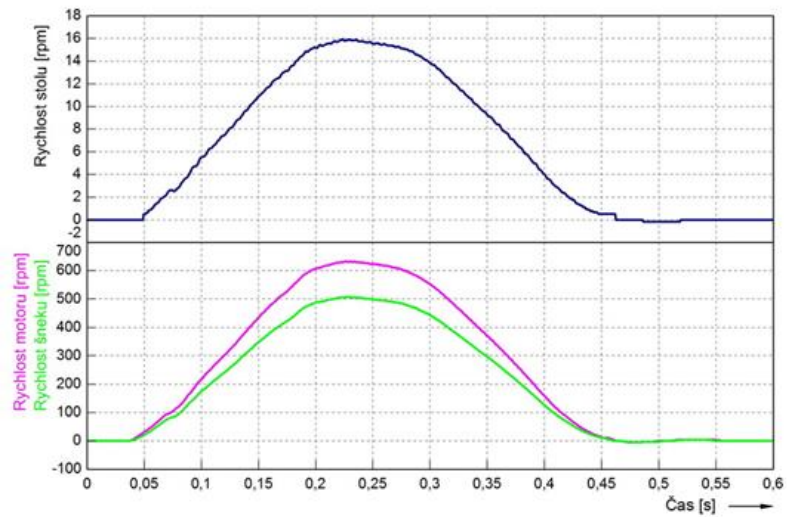
Na průběhu úhlové rychlosti je oproti poloze názorněji vidět zakmitávání v oblasti zastavení pracovního stolu v nové pozici. Je to podobné zakmitávání jako se objevilo při dříve popsaných simulacích mechatronického modelu. Doba utlumení a míra překmitu polohy je faktor ovlivňující dobu využitelnou pro vlastní operaci CNC frézování a jeho přesnost. Vyhodnocován a porovnáván byl proto právě tento úsek při zastavování pracovního stolu v nové pozici pro všech 16 pozic stolu.

Nejprve byly vyhodnoceny průběhy naměřené snímačem připevněným k pracovnímu stolu. Protože mají překmity velmi malou amplitudu, která se blíží velikosti jednotkovým násobkům kvantovacího kroku, mají tyto průběhy skokový charakter. Porovnáme-li ale průběhy s úhlovou pozicí naměřenou na hnacím šneku, kterou lze známým převodovým poměrem 32:1 převést na pohyb pracovního stolu, lze konstatovat, že průběh na šneku odpovídá průběhu na pracovním stole, protože vůle jsou při jednosměrném pohybu vymezeny.

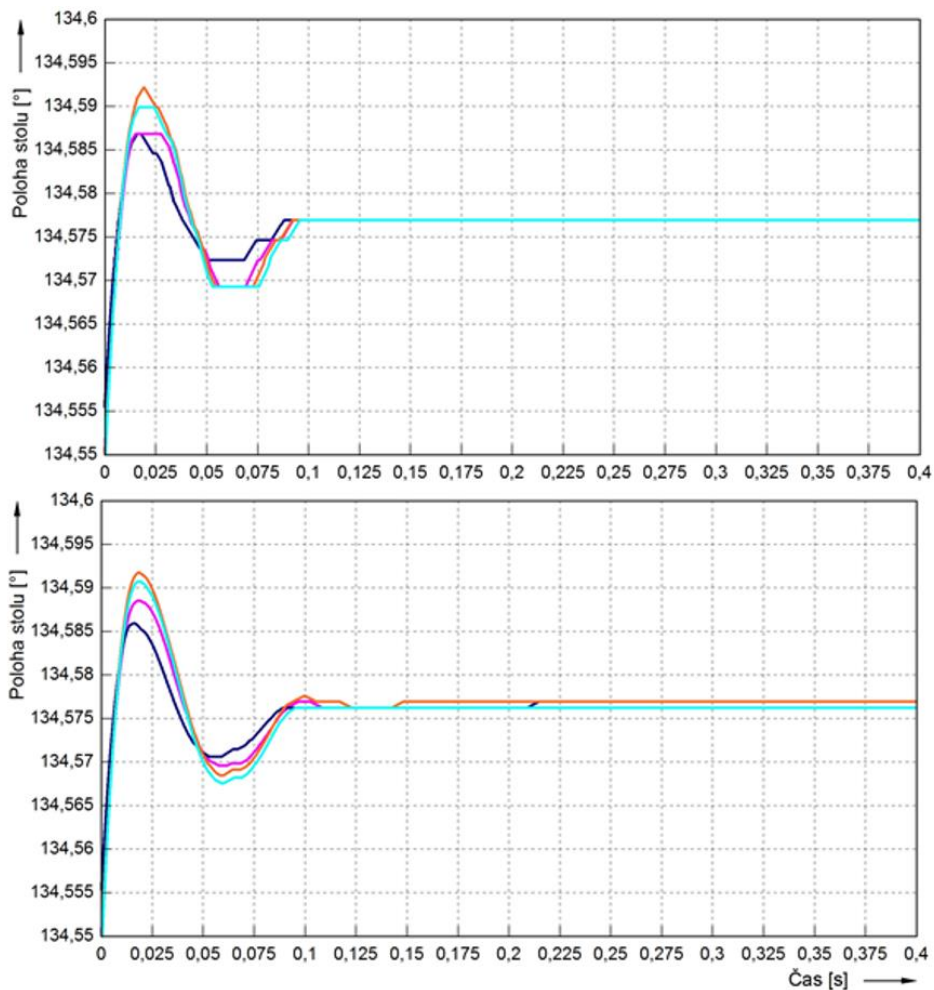
Inkrementální snímač na hřídeli šneku má rozlišení 3600 imp/ot . Při přepočtu na pohyb stolu a při změně velikosti úhlu s každou hranou je to pak $3600 * 32 * 4 = 460800 \text{ imp/ot}$, tj. kvantovací krok pohybu stolu je $0,00078125^\circ$, tedy více než 3 krát jemnější než ze snímače připojeného ke stolu. Vliv na naměřený průběh lze porovnat na obr. 4.6., kdy je pro průběh přepočtený ze šneku patrný výrazně hladší charakter a přesnější určení amplitud jednotlivých kmitů.



Obr. 4.4. Průběh zdvihu/úhlové polohy pracovního stolu, hnacího šneku a motoru při přechodu z pozice č. 1 do pozice č. 2, zobrazen je přesun i výdržová část.



Obr. 4.5. Průběh úhlové rychlosti talíře, šneku a motoru při přechodu z pozice č. 1 do pozice č. 2, zobrazen je přesun a počátek obráběcí fáze.



Obr. 4.6. Průběhy poloh pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 4. Poloha měřená snímačem na pracovním stole (nahore) a na hřídeli šneku po přepočtu (dole) pro čtyři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).

Pro jednotlivé pracovní pozice stolu byly naměřeny vůle dané rozměrem hnacích rolen. Jejich přehled je uveden v *tabulce 4*. Dále byla pro každou pozici určena maximální hodnota překmitu polohy a poloha stolu ve výdržové části cyklu pro tři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu. I tyto výsledky jsou souhrnně uvedeny v *tabulce 4*.

Pozice	Vůle rolen [mm]	Otáčka č. 1		Otáčka č. 2		Otáčka č. 3	
		Max. překmit [°]	Poloha při výdrži [°]	Max. překmit [°]	Poloha při výdrži [°]	Max. překmit [°]	Poloha při výdrži [°]
1	0,02	22,0884	22,0768	22,0874	22,0760	22,0881	22,0768
2	0,03	44,5898	44,5769	44,5861	44,5769	44,5887	44,5769
3	0,03	67,0901	67,0771	67,0896	67,0780	67,0899	67,0788
4	0,02	89,5880	89,5773	89,5882	89,5773	89,5880	89,5766
5	0,03	112,0906	112,0768	112,0892	112,0761	112,0897	112,0768
6	0	134,5859	134,5770	134,5885	134,5762	134,5918	134,5770
7	0	157,0930	157,0794	157,0934	157,0791	157,0937	157,0794
8	0,01	179,5929	179,5773	179,5926	179,5766	179,5925	179,5773
9	0,03	202,0875	202,0768	202,0890	202,0768	202,0875	202,0768
10	0,01	224,5901	224,5776	224,5901	224,5776	224,5894	224,5776
11	0,03	247,0866	247,0771	247,0879	247,0771	247,0872	247,0771
12	0,03	269,5882	269,5773	269,5895	269,5773	269,5912	269,5773
13	0,03	292,0906	292,0768	292,0888	292,0775	292,0916	292,0775
14	0,02	314,5887	314,5769	314,5923	314,5769	314,5909	314,5769
15	0,03	337,0854	337,0749	337,0890	337,0749	337,0881	337,0749
16	0,03	359,5899	359,5777	359,5894	359,5771	359,5913	359,5775

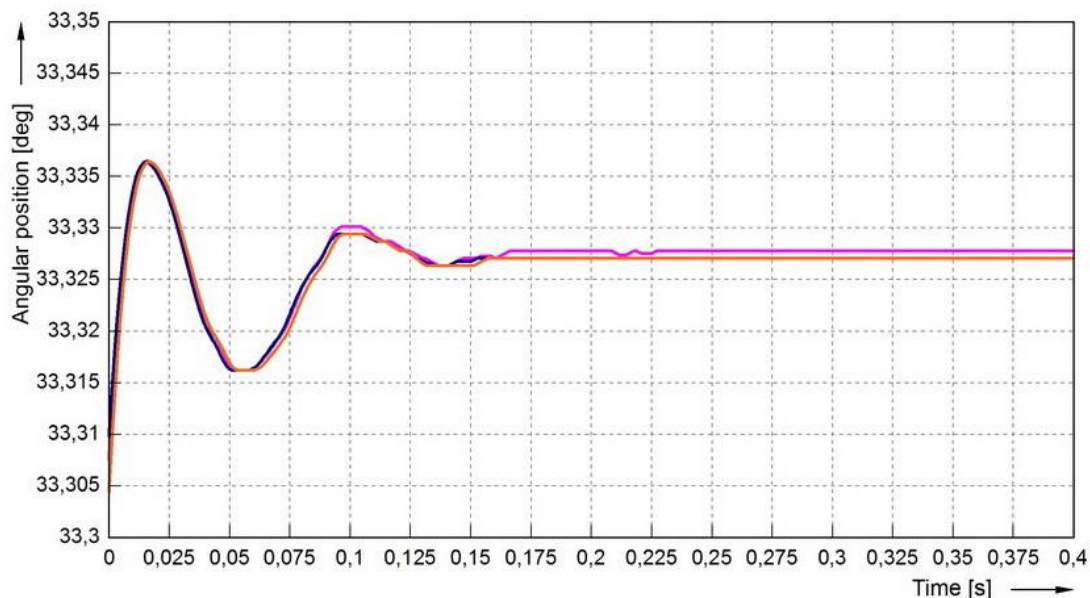
Tab. 4. Hodnoty maximálního překmitu a výdrže úhlové polohy pracovního stolu pro jednotlivé pozice.

Porovnáme-li polohy při výdrži v jednotlivých pozicích, platí pro všechny pozice, že při třech otáčkách pracovního stolu nedosáhla odchylka opakování polohy nikdy větší hodnoty, než jeden kvantovací krok, tj. $\pm 0,00078125^\circ$.

Pokud bychom uvažovali průměr pracovního stolu 1 metr a maximální chybu polohy dva kvantovací kroky vychází maximální obvodová chyba opakovatelnosti cca $\pm 13,6 \mu m$.

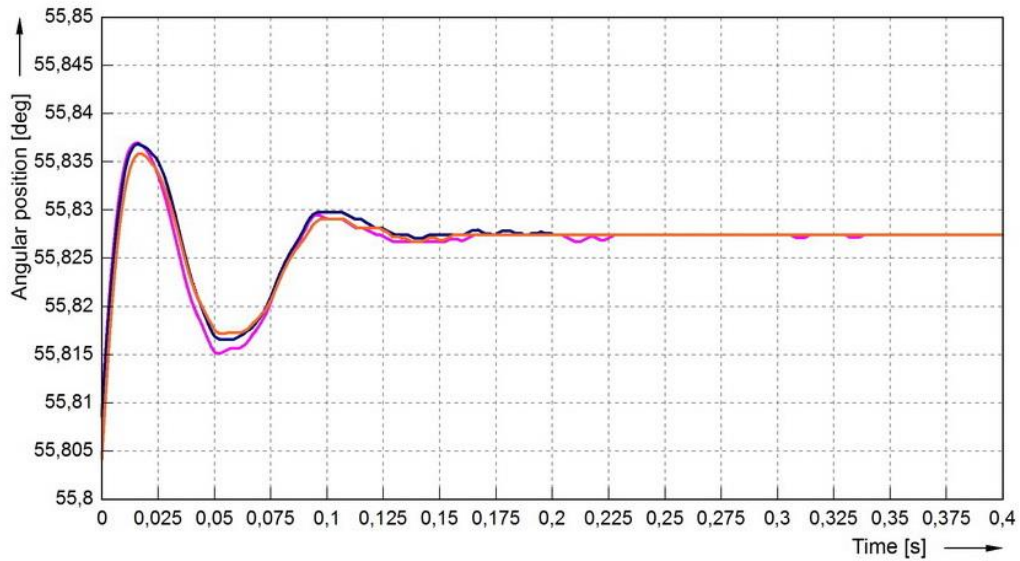
Při převodu hodnot dochází ke změně výstupní hodnoty až při jejím překročení, reálně se tedy skutečná hodnota může pohybovat v celém rozsahu jednoho kvantovacího kroku a tedy i velmi těsně pod hranicí následujícího. Překmit polohy při přechodu do nové pozice dosahuje maximálních amplitud cca do $0,015^\circ$ při frekvenci přibližně 14 Hz . Nejčastěji však dochází k velmi rychlému zatlumení během jedné až dvou amplitud v čase přibližně $0,1 \text{ s}$. Po tomto časovém úseku již lze považovat stůl za ustavený v nové pozici s přesností danou opakovatelností uvedenou výše.

Pro porovnání bylo provedeno také jedno měření pro posunutou výchozí polohu stolu, kdy v době přechodu do jiné pozice byla v záběru šneku jen jedna rolna. Měřena byla pozice č. 1 a 2 (viz obr. 4.7. a 4. 8.) a v obou případech docházelo dokonce k mírnému snížení amplitudy překmitu oproti chodu se dvěma rolnami v záběru.



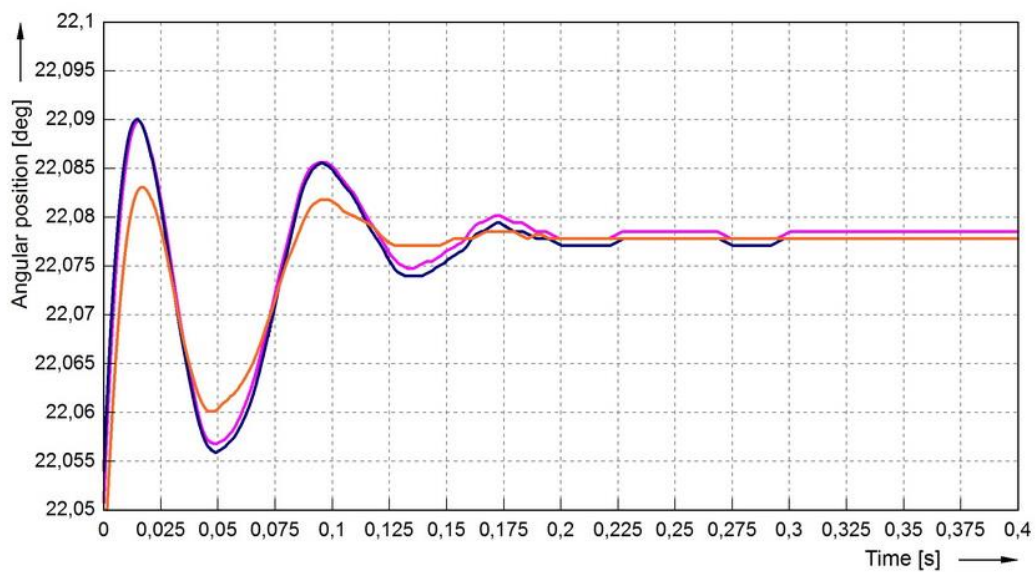
Obr. 4.7. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 1 s jednou rolnou v záběru.

Poloha měřená snímačem na hřídeli hnacího šneku po přepočtu převodovým poměrem pro tři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).



Obr. 4.8. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 2 s jednou rolnou v záběru.

Poloha měřená snímačem na hřídeli hnacího šneku po přepočtu převodovým poměrem pro tři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).



Obr. 4.9. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 1 se zvýšenou rychlostí 65 kroků/min.

Poloha měřená snímačem na hřídeli hnacího šneku po přepočtu převodovým poměrem pro tři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).

Dále bylo pro standardní nastavení stolu (dvě rolny v záběru) provedeno měření pracovních pozic 1 až 3 při zvýšení rychlosti pracovního stolu z 60 na 65 *kroků/min*. V tomto případě zůstávala amplituda prvního překmitu ve směru pohybu prakticky shodná s měřením při nižší rychlosti, vzrostla však amplituda druhé poloviny periody ve směru proti pohybu stolu, a to o cca 0,005°.

4.4 Určení statické vůle stolu

Pro určení statické vůle mezi rolkami stolu a hnací axiální vačkou byl proveden experiment, při kterém se servomotor nízkou rychlostí pootočil o deset stupňů vpřed a následně o stejný úhel zpět. Tím mělo dojít postupně k vymezení vůle v obou směrech a chod stolu ve vratném směru měl být o hodnotu vůle kratší než chod teoretický.

Měření bylo provedeno pro dvě pozice stolu (č. 6 a 12) při standardním nastavení, tj. se dvěma rolkami v záběru a následně se stolem pootočeným tak, že v místě měření zabírala do hnacího šneku pouze jedna rolka (tři měření, poloha mezi pozicemi 1 a 2, 6 a 7, 11 a 12). Byly určeny hodnoty vůlí mezi pracovním stolem a hnacím šnekem a celková vůle mechanismu od hřídele hnacího motoru po pracovní stůl.

Vůle byly vždy vztaženy na úhlovou polohu pracovního stolu. Výsledky všech pěti měření jsou uvedeny v *tabulkách 5 a 6*. Porovnáme-li výsledky s měřením tolerancí rolen uvedeným v *tabulce 4*, je patrné, že bezvůlová rolka v pozici 6 opravdu vykazuje výrazně nižší statickou vůli i při tomto měření (*tab. 4*).

U ostatních pozic je mezi šnekem a pracovním stolem vůle přibližně 0,002° až 0,004°, což odpovídá vůli na obvodu přibližně 0,017 mm až 0,035 mm, a to také zhruba koresponduje s měřeními tolerancí rolen. Na celkové statické vůli se dále podílí také vůle v řemenovém převodu mezi motorem a hnacím šnekem, který je realizován pomocí tzv. „bezvůlového“ ozubeného řemenu.

Maximální zjištěná vůle v převodu motor - šnek je přibližně 0,0025°, typicky pak 0,001°, což odpovídá obvodové vůli cca 0,022 mm, respektive 0,008 mm. Tato vůle je daná jak vůlí zubů řemenu v drážkách ozubených kol, tak také vlastní pružností řemene.

	Motor [°]	Šnek [°]	Stůl [°]
Výchozí pozice	9,96979	7,94614	0,24991
Konečná pozice	-0,03250	0,01968	0,00241
Rozdíl pozic	10,00229	7,92646	0,24750
Rozdíl pozic přepočtený na stůl	0,25006	0,24770	
Vůle stůl-šnek			0,00020
Vůle stůl-motor			0,00256

Tab. 5. Určení statické vůle mezi pracovním stolem a hnacím šnekem a mezi motorem a pracovním stolem pro pozici č. 6 se dvěma rolnami v záběru

	Motor [°]	Šnek [°]	Stůl [°]
Výchozí pozice	9,96979	7,96933	0,24497
Konečná pozice	-0,03250	-0,00351	-0,00003
Rozdíl pozic	10,00229	7,97284	0,24500
Rozdíl pozic přepočtený na stůl	0,25006	0,24915	
Vůle stůl-šnek			0,00415
Vůle stůl-motor			0,00506

Tab. 6. Určení statické vůle mezi pracovním stolem a hnacím šnekem a mezi motorem a pracovním stolem pro polohu mezi pozicemi č. 1 a 2 s jednou rolnou v záběru

4.5 Závěr z měření přesnosti karuselu

Měřením byla prověřena funkce krokovacího mechanismu karuselu, který bude implementován do univerzálního CNC obráběcího stroje. Na úhlovou přesnost polohy jsou kladeny vysoké nároky, protože při průměru stolu 1000 mm rychle roste obvodová chyba.

Prověřována byla opakovatelnost polohy pro všech 16 pracovních pozic, dále míra překmitu při přechodu do nové pozice a statická vůle stolu a celé soustavy ve vybraných pozicích. Měřeny byly úhel a úhlová rychlost na hřídeli hnacího motoru, na hřídeli hnacího šneku a v ose otáčení pracovního stolu.

Z výsledků vyplývá, že chování šneku a stolu při změně pozice lze považovat za téměř identické při přepočtu známým převodovým poměrem. Chyba opakovatelnosti polohy se pro všechny pozice stolu pohybovala na hranici rozlišení snímačů. Překmitu při přechodu do stání v nové pozici nepřesáhly hodnoty $0,015^\circ$ s frekvencí přibližně 14 Hz a velmi rychle se utlumovaly. Po první periodě zákmitu lze stůl považovat již za ustavený v nové pozici. Směrodatná odchylka jako odchylka statistická je vůči chybě

metody měření zanedbatelná. Původně byla metoda měření navrhnutá tak, aby vyhovovala zadaným požadavkům úlohy, ale ukázalo se, že je mechanismus daleko přesnější. Dostáváme na hranici rozlišení snímačů. Proto na výslednou nejistotu má největší vliv velikost kvantovacího kroku použitého měřicího zařízení. Největší nejistotu představují použité snímače, které po přepočtení mají chybu $0,00250^\circ$ (karuselu) a $0,00078^\circ$ (axiální vačka).

Pro všechny pozice platí, že při třech otáčkách pracovního stolu nedosáhla odchylka opakování pozice nikdy větší hodnoty, než jeden kvantovací krok, tj. $\pm 0,00078^\circ$. Pokud bychom uvažovali průměr 1 metr a maximální chybu pozice dva kvantovací kroky vychází maximální obvodová chyba opakovatelnosti $\pm 14 \mu\text{m}$. V tomto případě jsou tedy 2 směrodatné odchylky uvažovány jako dva kvantovací kroky snímače na axiální vačce a tedy: $\pm 0,0016^\circ$. V hladině spolehlivosti 95% najdeme všechny pozice v tomto rozptylu.

Také statické vůle se jeví velmi malé. Zjištěny byly určité rozdíly mezi vybranými pozicemi, které souvisí s rozměrem příslušných rolen. Naopak vliv počtu rolen (jedna nebo dvě) v záběru šneku se na statické vůli téměř neprojevil. K celkové vůli soustavy pak také přispívá i převod ozubeným řemenem mezi motorem a šnekem, zřejmě díky pružnosti řemene a vůli v zubech.

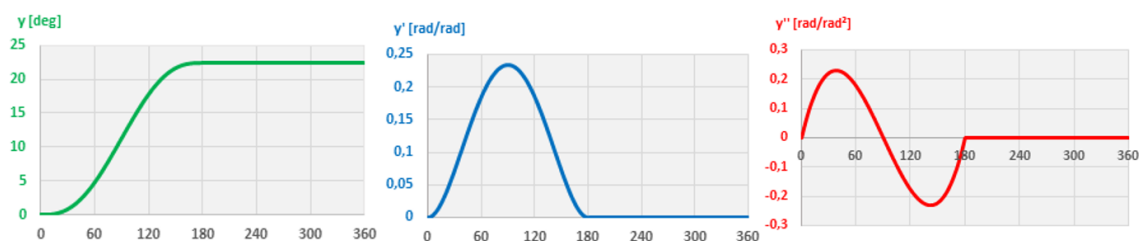
Pokud porovnáme chybu z teoretického mechatronického modelu (viz. obr. 2.24.) s reálnou chybou určenou měřením, nenajdeme dobrou shodu. Teoretický model ukazoval chybu $5 \mu\text{m}$ již v čase $0,5 \text{ s}$, ale měřením byla zjištěna chyba $\pm 14 \mu\text{m}$ v čase $0,6 \text{ s}$. Mechatronický model je ideální verzí mechanismu, který nepočítá s výrobními odchylkami klíčových prvků. Lze tedy předpokládat, že teoretický model bude většinou přesnější než reálný mechanismus.

5. Vylepšení parametrů mechanismu karuselu

V předchozí kapitole byly uvedeny výsledky měření přesnosti mechanismu karuselu. Tato přesnost není konečná a pokusíme se ji vylepšit. Mechanické části jsou vyrobeny s maximální přesností a další zlepšování by vedlo k enormnímu růstu nákladů s minimálním přínosem. Zkusíme se zaměřit na mechatronické ovládání systému a tím dostáhnout zvýšení opakovatelnosti přesnosti ustavení talíře karuselu.

5.1 Pohybová funkce karuselového stroje

S ohledem na maximální velikost momentu a rychlosti během pohybu stolu byla vytvořena speciální kroková pohybová funkce s klidovým intervalem (Obr. 5.1.). Zvolený polynomiální průběh zdvihu dosahuje vyšší amplitudy momentu oproti harmonické funkci, avšak garantuje spojitosti funkcí první a druhé derivace, které odpovídají průběhům rychlosti a zrychlení. Nedochozí tak k mechanickým rázům při přechodu z klidu do zdvihu a naopak a tím i k vybuzení kmitů v mechanických částech stroje. Zvolený poměr mezi pohybem stolu a klidovým intervalem 1:1, což v požadovaném taktu stroje znamená 500 ms na každou operaci. Vhodným vzorkováním byly z grafů odečteny hodnoty 0., 1. a 2. derivace, zpracovány do tabulek a nahrány do paměti řídicího kontroléru. Krok 22,5° pak dále přepočítává za pomoci známého převodu na polohu natočení servomotoru odpovídající 900°.



Obr. 5.1. Pohybová funkce. Dráha, rychlost a zrychlení talíře karuselu.

5.2 Snižování polohové chyby

Polohová chyba (dále jen PERR) je dána jako rozdíl mezi zadanou a skutečnou (odečtenou z encodéru) pozicí servomotoru. Skutečná velikost kroku je pak přímo závislá na PERR. Nabízené softwarové nástroje nám umožňují několik způsobů, jak ji omezit. Jedním z nich je nastavení co nejtužší magnetické vazby mezi statorem a rotorem servomotoru, pomocí vhodných nastavení zesílení a časových konstant v

polohové a rychlostní smyčce frekvenčního měniče. Hodnoty těchto parametrů jsou určeny výrobcem pomocí stupňů rigidity [21]. Vybrány byly takové, aby nedošlo vlivem nastavených frekvencí k vyvolání rezonancí na některé z částí stroje. V našem případě se jedná o složitý vícehmotový systém s mnoha různými rezonančními frekvencemi, u něhož šlo využít tohoto způsobu pouze v omezené míře. Tudiž i takto získané snížení PERR nebylo dostačující.

Přistoupili jsme proto k dalšímu známému způsobu. Tím je zařazení dopředných vazeb rychlosti a momentu do vhodného místa kaskádní regulační struktury a jejich úpravy v podobě scaleování a posunu. Toho lze docílit úpravou řídicího programu ve struktuře CAM funkce, kde jsou přepočítávány a převáděny hodnoty z tabulek první a druhé derivace na hodnoty momentu a rychlosti zpracovávané pomocí vstupních registrů servoměniče. Což má na průběh a velikost PERR zásadní vliv [22]. Po aplikaci kombinace obou způsobů bylo docíleno takové PERR, která odpovídá setinám stupně v době přechodu karuselu z kroku do klidového intervalu. PERR během samotného pohybu otočného stolu nás nezajímá.

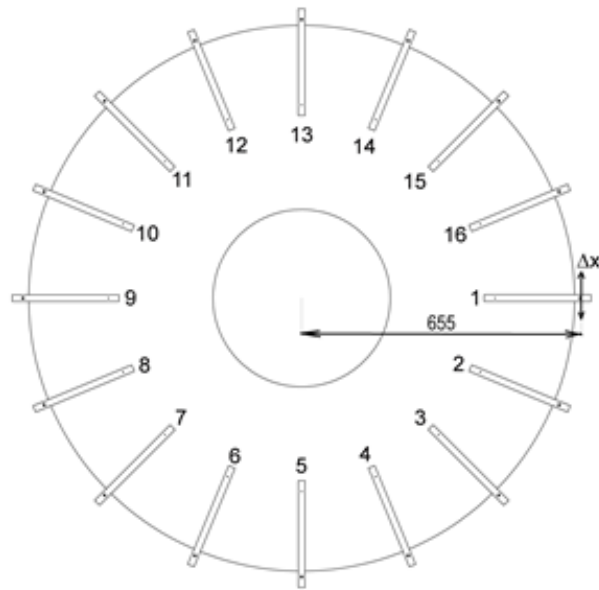
5.3 Zjištění velikosti chyby polohování

Po konstrukčním návrhu, FEM analýze, výrobě, oživení a odladění funkčního modelu byla naměřena přesnost opakování $\pm 14 \mu m$ na průměru 1000 mm (odpovídá $\pm 6 \text{ arcsec}$). Tento parametr bylo potřeba vylepšit. Využili jsme toho, že známe přesně daných 16 symetricky rozdělených míst, v kterých se má karusel ustavit. Přesnost opakování jako taková byla vyhovující, ale jednotlivé kroky nebyly stejné. Tyto odchylky byly způsobené chybami při výrobě axiální vačky, kde šíře límce byla $\pm 10 \mu m$, čepové díry v talíři byly vyrobeny s odchylkou $\pm 10 \mu m$ a rolny $\pm 5 \mu m$. Každá nepřesnost měla určitý vliv na celkovou chybu ustavení. Místo zvyšování kvality výroby jednotlivých klíčových součástí je nejefektivnější a cenově nejrozsudnější zaměřit se na smontovaný celek a ten vylepšit.

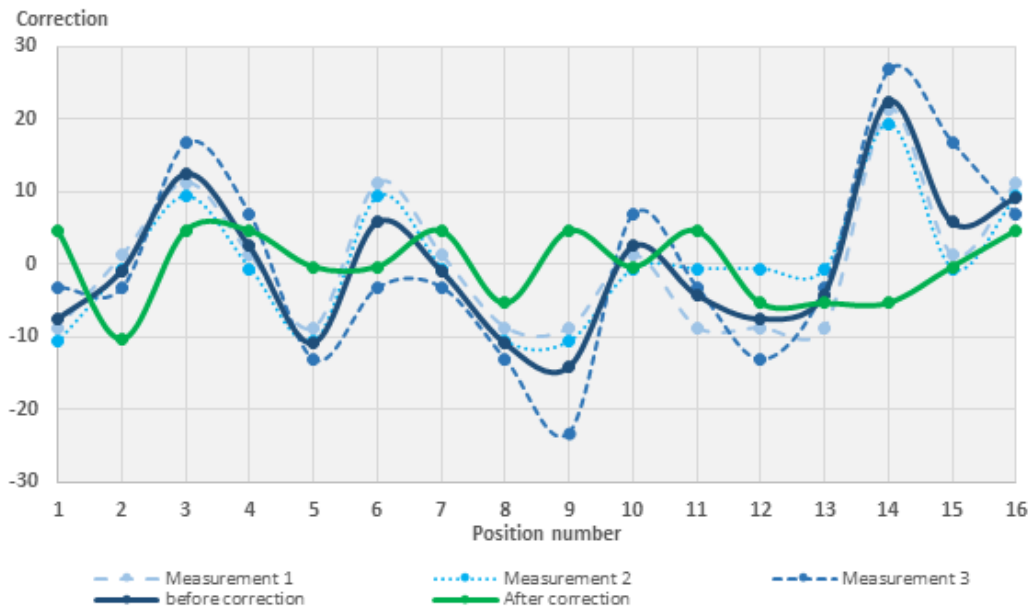
Bylo provedeno několik po sobě jdoucích měření odchylek Δx v každé z 16 pozic co nejlíže v místě obrábění, tj. na poloměru 655 mm (Obr. 5.2.). Měření bylo provedeno pomocí digitálních úchylkoměrů na kompletním univerzálním frézovacím stroji s pomocí přesného etalonu nahrazujícím obrobek. Kvůli zástavbě stroje nešlo použít lepší měřicí prostředky, které byly použity dříve. Důvodem tohoto měření bylo se co nejvíce přiblížit reálné aplikaci a odstranit finální nepřesnost. Jednotlivé odchylky byly zaznamenány a vznikla tabulka s korekcemi, které je potřeba implementovat do programu stroje. Celý

proces měření a vylepšování se několikrát opakoval, než se našla správná tabulka korekcí.

Na obr. 5.3. je vidět nepřesnost v dané pozici pro 3 po sobě jdoucí měření. Měření bylo provedeno více, ale pro přehlednost jsou zobrazeny jen tyto. Po aplikaci korekce došlo k dalšímu měření – křivka After correction. Došlo k poklesu nepřesnosti na $\pm 10 \mu\text{m}$ (odpovídá $\pm 3 \text{ arcsec}$).



Obr. 5.2. Měření chyby karuselu - náčrt.



Obr. 5.3. Chyba karuselu [μm] na příslušné pozici.

5.4 Korekce velikosti kroku

I přes snížení PERR byla hodnota kroků v jednotlivých pozicích karuselového stolu rozdílná oproti tabulkové hodnotě i o několik setin mm. Jak již bylo zmíněno, tyto odchylky byly pomocí specializovaného měření zpracovány do přehledové tabulky, kde je ke každé z šestnácti pozic přiřazena hodnota odchylky (diference) skutečné od ideální velikosti kroku.

Velikost kroku se potom přepočítala přes převodový poměr ($i = 40$) na natočení servomotoru na hodnotu v řádu tisícín stupně. Soubor nově vzniklých hodnot reprezentoval, o kolik se musí hřídel servomotoru přetočit resp. nedotočit tak, abychom docílili na vnějším obvodu stolu natočení co nevíce se blížíci $22,5^\circ$.

Nutnou změnou řídicího programu byla unifikace každého z kroků, proto byl použit systém pozic nastavený tabulkou. Rozdělení celkové hodnoty natočení servomotoru odpovídající jedné otáčky karuselu na šestnáct různých intervalů je určeno interním identifikátorem pozic, v jakém kroku se karusel nachází. Je však nutné, aby součet všech korigovaných kroků byl roven 0. Tím je zajištěno, že první krok neboli POZICE 1 bude začínat vždy na nastavené hodnotě pozice resetu nekonečné osy v parametrech servoměniče 14400° resp. 0° hřídele motoru. Při běhu stroje se průchod každou pozicí skládá z krokového pohybu a klidového intervalu, takže k překlopení identifikátoru dochází vždy na začátku pohybu stolu. Po dosažení plného otočení karuselu (konec POZICE 16) se identifikátor resetuje stejně jako pozice na nulu.

Data z tabulek zpracovaná v řídicím systému kontroléru jsou čtena v každém průchodu programem pomocí uživatelské funkce pro pohyb elektronické vačky [23]. Dle vzorců jsou přepočítávána na cílovou pozici pohonu. Osa je nastavena do režimu absolutního polohování. Je nutné na začátku každého kroku připočítat ideální kumulativní pozici osy, proto byl zaveden násobek (n), ten se resetuje na hodnotu $n = 1$ vždy při spouštění polohovacího režimu. Z tohoto důvodu nemůžeme zapsat do tabulky korekcí prostou odchylku od ideální hodnoty kroku (CPOS). Výsledná korekce (C_n) v každé pozici musí být dána rozdílem od absolutní pozice.

Protože počáteční pozice vstupující do CAM funkce je již opravena pomocí korekční tabulky, je nezbytným požadavkem uložení této hodnoty korekce (CS) do paměti kontroléru. K tomu dochází ještě před výběrem vhodné hodnoty z tabulky (pohybem) a to pouze při prvním průchodu funkcí. Její hodnota je neměnná po celou dobu chodu stroje v režimu polohování. Po dodefinování všech proměnných lze ve

vhodném místě kódu řídicího programu dopočítat výslednou absolutní hodnotu pozice hřídele servomotoru (TPOS_n) dle vztahu:

$$TPOS_n = TPOS_s + n * CPOS + C_n - C_s \quad (5.1)$$

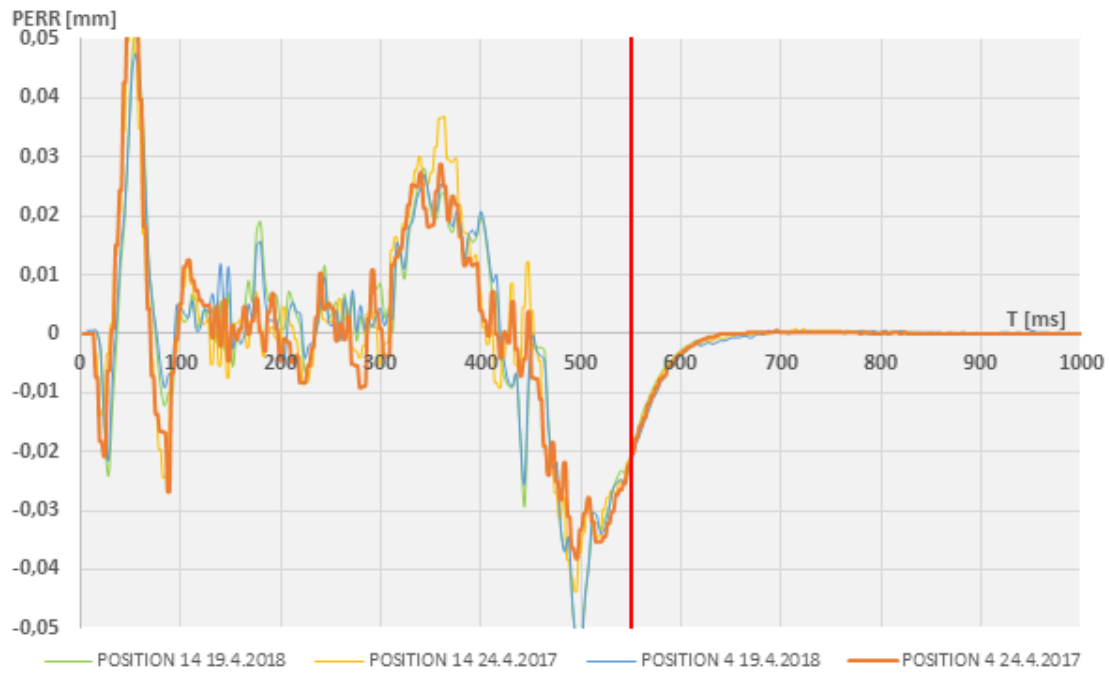
POSITION	C _n	TPOS	step size	difference
1	0	0	900.026	0.026
16	26	900.026	899.968	-0.032
15	-6	1799.994	899.980	-0.020
14	-26	2699.974	899.921	-0.079
13	-105	3599.895	900.015	0.015
12	-90	4499.910	900.026	0.026
11	-64	5399.936	900.015	0.015
10	-50	6299.950	899.991	-0.009
9	-58	7199.942	900.050	0.050
8	-9	8099.991	900.038	0.038
7	29	9000.029	900.003	0.003
6	32	9900.032	899.980	-0.020
5	12	10800.012	900.038	0.038
4	50	11700.050	899.991	-0.009
3	41	12600.041	899.956	-0.044
2	-3	13499.997	900.003	0.003

Tab. 7. Korekce a velikost kroků.

5.5 Závěr z vylepšení přesnosti mechanismu karuselu

Po úpravách programu byly opět specializovaným měřením ověřeny velikosti kroků na vnějším obvodu otočného stolu. Výsledky ukazují, že došlo ke snížení rozdílu mezi požadovanou a skutečnou mohutností kroku z $\pm 6 \text{ arcsec}$ na $\pm 3 \text{ arcsec}$, což je vynikající. Po osazení stolu podpůrným mechanismem pro uchycení výrobků byla monitorována PERR v běžném provozu stroje. Její velikost se pak sčítá s chybou danou diferencí kroku změřenou po aplikaci korekční tabulky. Celková chyba pak nepřekračuje v době styku včetně obráběcích os s upnutým polotovarem (550 ms) hodnotu 0,05 mm požadovanou zákazníkem.

Výsledný obráběný produkt používaný jako měřicí pomůcka splňoval po tomto vylepšení vyšší třídu jakosti. V době monitorování a sběru dat k této kapitole (září 2018) měl otočný stůl za sebou více jak 45 milionů cyklů a nevykazoval zhoršení přesnosti polohování.



Obr. 5.4. Chyby na jednotlivých pozicích karuselového stroje v čase.

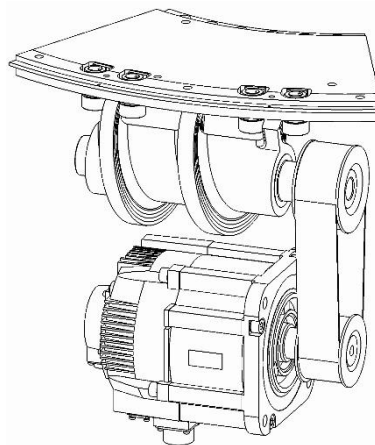
6. Analýza životnosti karuselu

V předchozí kapitole bylo popsáno vylepšení přesnosti mechanismu karuselu. Vznikl prototyp, který je rychlý a přesný, ale nevíme, jakou bude mít životnost. V průběhu několika let instalovaného stroje u zákazníka a psaní této práce jsme se rozhodli vyrobit i druhý karusel. Ten by měl být k dispozici ve firmě VÚTS a měly by na něm být testovány další parametry. Mimo jiných i životnost. Původní karusel s CNC strojem byl uveden do provozu na konci roku 2016 a od února 2017 se neustále sleduje přes vzdálenou správu. Na stroji se neustále vyrábí a není možné na něm provádět výzkumné práce. Proto vznikl druhý karusel (v roce 2018), který lze podrobit zátěžovým testům, pak rozebrat a detailně analyzovat poškození klíčových komponent.

Na *karuselu II* proběhly životností testy. Níže budou popsány postupy ve vývoji a konstrukci, které vedly k postupnému zvyšování spolehlivosti a přesnosti mechanismů karuselových otočných stolů. Budou uvedeny výsledky měření celkové vůle mechanismu, dlouhodobých zkoušek opotřebení kontaktních ploch rolen a šneku. To vše je pak ověřené výsledky získanými v rámci průběžného monitoringu jednoúčelového stroje se zabudovaným *karuselem I* z výrobního procesu.

6.1 Vliv konstrukce na životnost

Na obrázku 6.1. je zobrazen hnací mechanismus karuselu. Motor pohání vačku bezvúlovým řemenem a ta pak roztáčí talíř karuselu. Tato sestava je nejdůležitější z hlediska zkoumané životnosti.



Obr. 6.1. Hnací mechanismus karuselu.



Obr. 6.2. *Karusel I*. Hotový, zakrytovaný finální výrobek na pomocném rámu.

V průběhu pohybu talíře dochází k otáčení šneku, který přesouvá dvojici rolen. Rolny vačku obepínají z vnějších stran jeho límce a jsou připevněny k talíři stolu.

Takovéto konstrukční řešení dovoluje snížit výrobní a provozní vůle na minimum bez obavy ze zahřátí a následného zaseknutí mechanismu, což by se mohlo stát v soustavě rolna - drážka (respektive axiální drážková vačka). Pevně daný počet 16 výrobních pozic (a zároveň 16 párů rolen) nám dovoluje ustavovat mechanismus v záběru 4 rolen v jeden okamžik a to výrazně snižuje vůle karuselu, zvyšuje tuhost a životnost.

Z převodové skříně vystupuje koryto, které kopíruje trasu rolen a čepů a následně vstupuje zpět do převodové skříně. Má za úkol rovnoměrně rozvádět mazivo a mazat všechny klíčové díly. Jedná se o oběhové mazání, jehož cirkulace je zajištěna stejnou axiální vačkou, která zajišťuje polohování stolu. Mazivo se pak v případě úbytku dá doplnit speciálním otvorem přímo do vačkové skříně.

Vnější nerezové krytování s kartáčky zajišťuje ochranu proti vniknutí cizích částic, udržuje čistý provoz mechanismu a zvyšuje tím jeho životnost za cenu nepatrného zvýšení pasivních odporů, ale systém s tím počítá a pro motor to nepředstavuje relevantní zátěž.

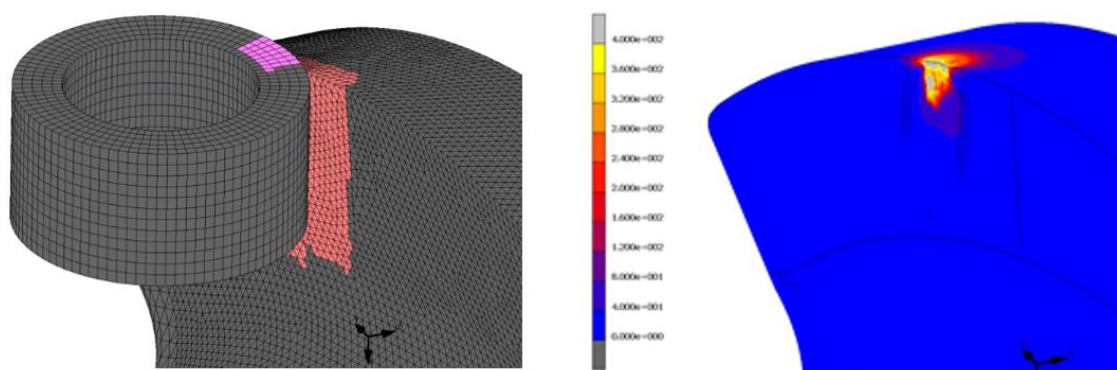
Z předchozích kapitol víme, jaké očekávat dynamické zatížení talíře, z čehož jsme jednoduše určili zatížení klíčových částí: čepů, rolen a vačky. Tyto díly musejí být dimenzovány tak, aby vydržely několik desítek milionů zatěžovacích cyklů. Dle Wöhlerovy křivky je třeba naddimenzovat díly nad mez únavy. Soustava rolna šnek byla

podrobena pevnostním analýzám (Obr. 2.12.). V první fázi návrhu jsme uvažovali o zatěžovacím momentu podstatně vyšším, než ukázalo měření na vyrobeném kusu. Model počítá s o 70 % větším zatížením, než ve skutečnosti nastane. Maximální globální napětí přesahují v teoretickém modelu 400 MPa, jsou způsobena tlakovým napětím. Hodnota dovoleného Hertzova tlaku se standardně pohybuje kolem hodnoty 1600 MPa pro životnost 10^8 cyklů. Tato hodnota závisí na třídě oceli a na chemicko-tepelném zpracování povrchové vrstvy [14].

V tabulce 8 jsou uvedeny materiálové hodnoty klíčových komponent rozšířených, upravených z předchozího článku 2.2.

	Axiální dvojvačka	Rolna	Čep
Materiál	18CrNiMo7-6	X38CrMoV5-1	X38CrMoV5-1
	1.6587	1.2343	1.2343
	16 326	19 552	19 552
Tvrdost [HRC]	58	54	54
E [MPa]	212000	222000	222000
μ [-]	0,3	0,3	0,3
Re [MPa]	490	450	450
Rm [MPa]	685-980	1180-1770	1180-1770
Povrchová úprava	Cementováno, kaleno	Kaleno, Balinit C-STAR	Kaleno

Tab. 8. Použité materiály a jejich vlastnosti.

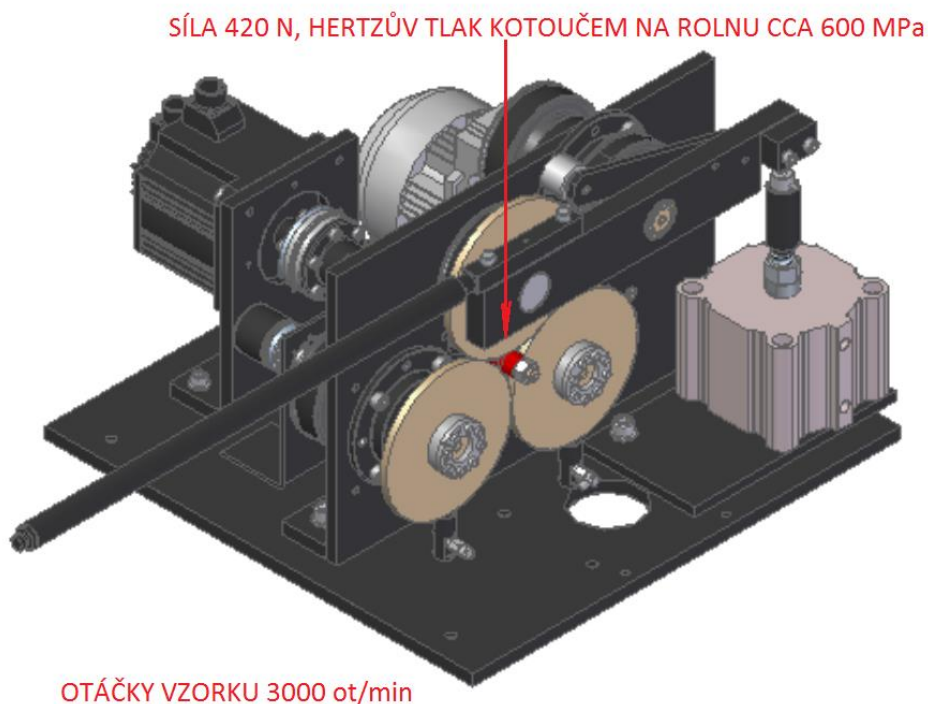


Obr. 6.3. Předpokládaná oblast kontaktu a analýza napětí.

6.2 Životnost povlaku rolen

Únavové opotřebení nazývané kontaktní únava vzniká u funkčních povrchů, které jsou vystaveny opakovanému tlakovému namáhání při valivém pohybu funkčního povrchu strojní součásti. V povrchových vrstvách tímto způsobem namáhaného materiálu dochází k proměnlivým elastickým nebo elastoplastickým deformacím [1].

Deformace lze omezit, a tak zvětšit míru životnosti a spolehlivosti pomocí výběru vhodného materiálu povlaku rolen. Ve výzkumném ústavu probíhají již řadu let životnostní zkoušky polotovarů s nejrůznějšími povrchovými úpravami [24, 25] a [26]. Využíváme obecných teoretických poznatků a speciálně pro tento účel jsme vyrobili aplikační zkušební zařízení, ve kterém se přes 3 rotační válce opotřebovává povrch rolny. Přes vrchní válec lze aplikovat potřebnou sílu na vyvolání Hertzova tlaku.



Obr. 6.4. Testovací stolice povlaku rolen.

Hlavním vstupním požadavkem byla míra Hertzova tlaku stanovená na 600 - 660 MPa. Jako nejvhodnější povlakový materiál zkušebních rolen byl zvolen BALINIT CSTAR (2-3 μm) (Obr. 6.5.). Síla, která vyvodí příslušný Hertzův tlak, byla stanovena na 420 - 440N na stěnu.



Obr. 6.5. Povlak BALINIT C-STAR na nové netestované rolně.



Obr. 6.6. Povlak BALINIT TRITRON na nové netestované rolně. Nakonec tento povlak kvůli špatným vlastnostem nebyl použit. Vydával obrovský hluk při testování.

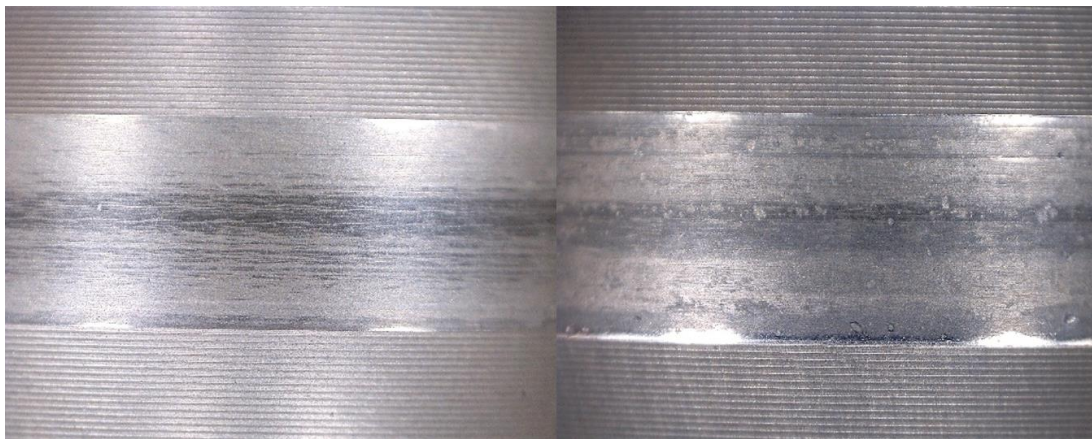
Rolna se v průměru otočí $7/12$ při pohybu talíře o jednu pozici (rolna je namáhána pouze $1/16$ otáčky talíře). Předpokládaná životnost karuselu otočného stolu byla stanovena na *140 milionu kroků*, to odpovídá *82 mil. otočení rolny* a *8.75 mil. otočení karuselu*.

Ve většině případů jsou karuselové stoly využívány jako součásti složitých strojních zařízení a není možné se k nim jednoduše dostat bez demontáže jednotlivých částí stroje. Proto byl první testovaný materiál zkoušen bez mazání. Tento vzorek vydržel pouze dvacet procent plánované životnosti a pak došlo k destrukci povrchové vrstvy (Obr. 6.7.). Na obrázku jsou patrná místa, kde docházelo k odskokům přítlačného kotouče, což mělo za následek nepříjemné zvukové a rázové projevy. Stroj by rozhodně nesplnil hygienické normy z hlediska hluku.



Obr. 6.7. Poškození testovaného vzorku bez mazání.

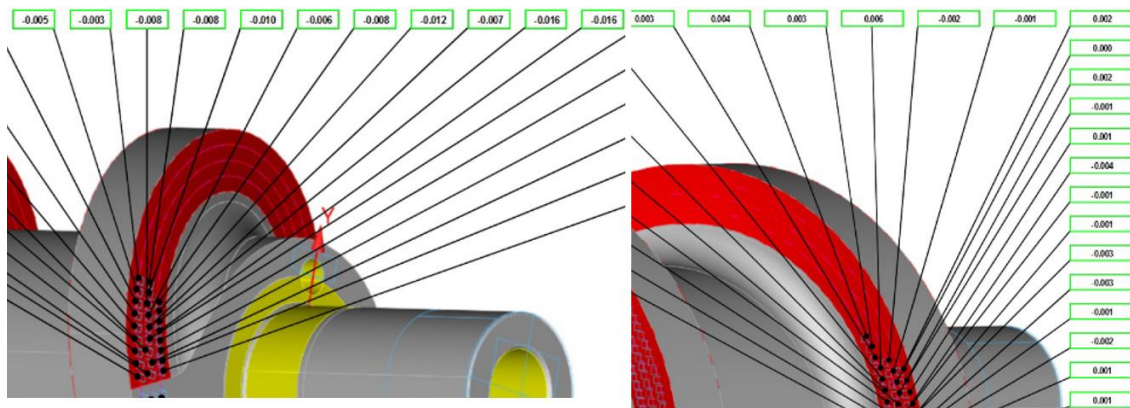
Druhá zkouška probíhala s nepřetržitě mazaným vzorkem. Vzorek stanovený počet cyklů vydržel. Test dále pokračoval až do té doby, než bylo patrné únavové poškození na povrchu kontaktní plochy (Obr. 6.8.) v podobě micropittingu [1].



Obr. 6.8. Vzorky po 80 a 85 mil. zatěžovacích cyklech, testovaných s mazáním.

6.3 Životnost z hlediska výroby

Velmi důležitou fází je přesná a bezchybná výroba (viz kapitola 3.) otočného stolu. Drobné odchylky lze doladit i montážně, ale přesná výroba je nezbytná pro přesnost a dlouhou životnost karuselu. Rozměry klíčových dílů jsou proto kontrolovány na specializovaném 3D měřícím pracovišti. Jako příklad zde uvádím obrázky z protokolu měření axiální vačky (Obr. 6.9.). Z výsledků bylo patrné, že šířka límce vačky byla podbroušena o $0,01\text{ mm}$ a o tuto hodnotu pak byl zvětšen vnější průměr páru rolen k dosažení minimální vůle.



Obr. 6.9. Měření boků axiální vačky.

6.4 Vliv montáže na životnost

Páry roln a čepů, které byly po výrobě změřeny, jsou vybírány tak, aby sestava čep – rolna - vačka měla co nejmenší vůli. Každá pozice je označena, aby se případná nepřesnost dala spojit s konkrétním dílem.

Převodová skříň je přesně umístěna do rámu karuselu pomocí kolíků, aby mohla být v případě potřeby vyjmuta a vložena zpět na stejné místo.

Řemen musí být správně napnut, aby byl „bezvůlový“ a aby měl co nejdelší životnost. Vypočtená napínací síla 915 N (vychází ze vstupních parametrů předchozích kapitol) v řemenu je přepočtena na vlastní frekvenci 91 Hz a ta je kontrolována pomocí Belt Tension Meter, což je vlastně ladička. Síla v řemenu nesmí překročit povolené zatížení konce hřídele motoru 1470 N (došlo by k poškození ložisek motoru). Menší ze svěrných upínacích pouzder přenesse 790 Nm , což je více než dostačující.

Details for pulley Nr. 1

power data			
power	P	=	2.64 kW
torque	M	=	35.00 Nm
circumferential force	F_U	=	914,14 N
static shaft load	F_A	=	913.04 N
timing belt data			
pitch	t	=	10.00 mm
belt length	L_B	=	660.00 mm
Belt width with safety factor = 1	$b_{S=1}$	=	11.31 mm
belt width selected	b	=	50.00 mm
safety of tension cord	S_{cord}	=	11.75
safety of tooth shear strength	S_{tooth}	=	4.42
pre-tension of span length	F_V	=	457.07 N
span force max.	$F_{span\ max.}$	=	914.57 N
frequency set	f	=	91.09 Hz

Obr. 6.10. Výsledky reálných parametrů řemenu podle dodavatele MULCO.

Na *karuselu II* byly provedeny zátěžové testy. Na talíř otočného stolu bylo namontováno závaží (Obr. 6.11.) o hmotnosti 253 kg a celkový moment setrvačnosti vztažený na talíř karuselu byl pak 165 kgm². Pro tento *karusel II* byl stanoven počet 25 milionů kroků. Pak byl rozebrán, byly změřeny a vyhodnoceny klíčové komponenty z hlediska opotřebení.

Kvalita montáže je ověřena měřením celkových vůlí pro každou pozici v systému motor - řemenice – řemen – řemenice – vačka – rolna – čep - talíř. Na vnější průměr talíře je připojen digitální úchylkoměr v daném místě.



Obr. 6.11. Prototyp *karuselu II* s celkovým zatížením 253kg.

V první fázi motor vykonává pohyby tam a zpět o $0,4^\circ$. Tomu na daném poloměru 568mm odpovídá výchylka $0,1\text{ mm}$ talíře. Tato výchylka je zmenšena o celkovou vůli systému a tu měřením zjistíme.

V druhé fázi měření motor zastavíme (výkonová vazba) a vyvozuje sílu přes páku na talíř karuselu. Síla je v průměru 600 N a jejím působením je potřeba vyvolat výchylku na talíři větší, než je očekávaná vůle v systému, tedy $0,1\text{ mm}$. Pak přestane síla působit a my změříme odchylku. Nakonec necháme sílu působit opačně a situace se opakuje. Z rozdílu výchylek po ustálení dostaneme vůli v systému. V *Tabulce (Obr. 6.12.)* jsou uvedeny vůle pro každou pozici po uběhnutí stanovené doby životnosti.

Pozice	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1 [mm]*10 ⁻²	4	2	3	3	3	2	4	2	2	2	2	2	2	1	2	2
2 [mm]*10 ⁻²	3	2	2	2	1	1	0	1	1	2	3	0	1	0	1	1

Obr. 6.12. Celková vůle v mechanismu vztažená na poloměr záběru 500 mm .

Maximální celková vůle byla $0,04\text{ mm}$ a průměrná vůle pak $0,02\text{ mm}$. Tyto hodnoty jsou podobné jako po montáži - záběhu a dávají předpoklad k tomu, že přesnost opakování karuselu nebude ovlivněna opotřebením.

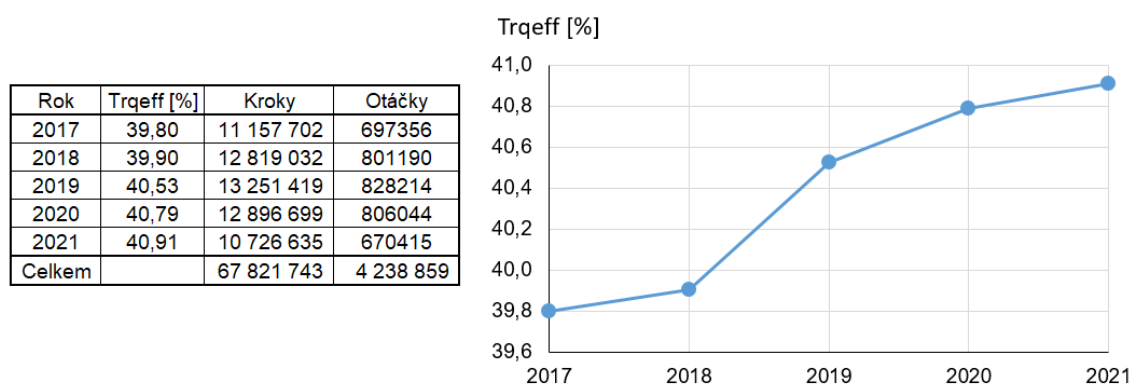
V polovině testu byl karusel rozebrán a zkontrolován. Znovu se změřily díly na specializovaných pracovištích a hledaly se odchylky od původního měření. Žádné výrazné poškození nebylo zaznamenáno a karusel byl znovu smontován a oživen.



Obr. 6.13. Opotřebení axiální dvojvačky po životnostních testech *karuselu II*.

6.5 Vyhodnocení *karuselu I* v reálném provozu

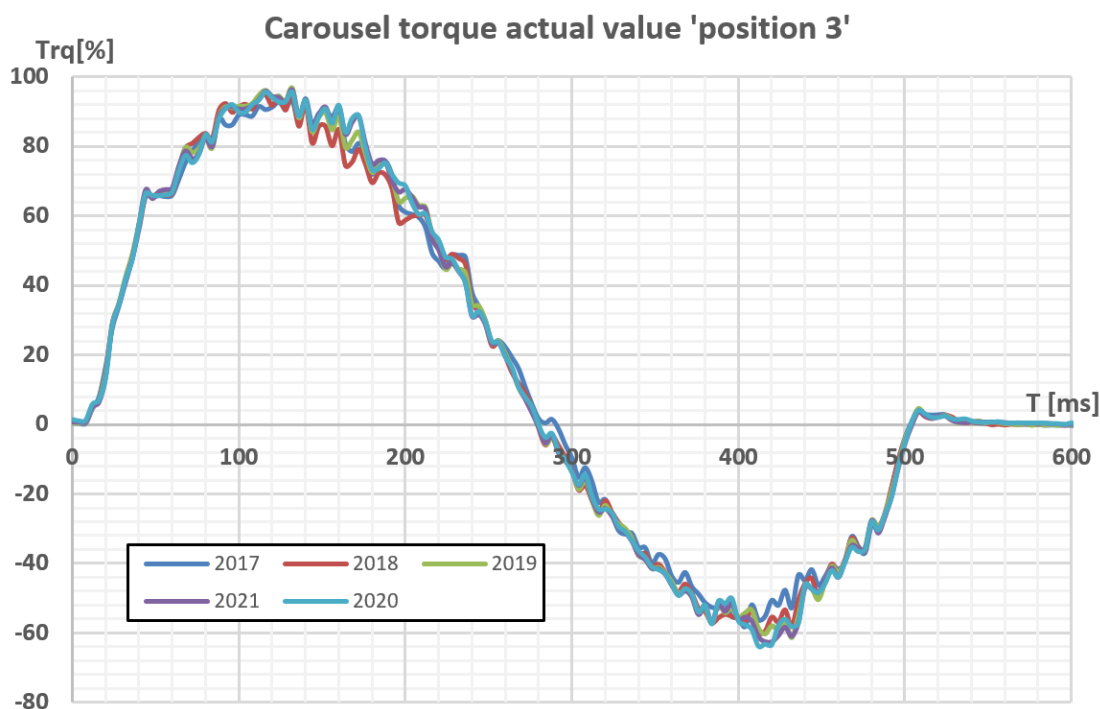
V mnoha výrobních podnicích bylo instalováno několik strojů, jejichž součástí jsou rychlé a přesné karusely. Zaměřili jsme se pouze na ten čistě naší výroby, který byl provozován nejdéle, respektive s největším produkčním časem a s nejvyšším počtem cyklů. Tím byly jeho mechanické součásti nejvíce opotřebované.



Obr. 6.14. Základní statistika *karuselu I* instalovaného v provozu. Průběh efektivního momentu v závislosti na roce měření.

Všechny polohovací stoly operují se stejnou krokovou zdvihovou polynomiální závislostí, jež dosahuje 90° pohybu motoru v jednom cyklu a poté následuje klidový stav. Ten je v poměru k pohybu $1:1$ a jeho délka, stejně jako délka pohybu, se řídí volitelnou rychlostí, která ovšem nepřekračuje 60 cyklů do jedné minuty, [27] jako je tomu v námi monitorovaném případě.

Jelikož zdvihová závislost je reprezentována polynomem 5. stupně, je zaručen spojitý průběh její druhé derivace (zrychlení), která je svým tvarem podobná charakteristice výstupního momentu na hřídeli motoru.



Obr. 6.15. Porovnání průběhu momentů v předchozích letech v jeden konkrétní den.

Z několikaletého měření momentů při provozu *karuselu I* (Obr. 6.14) lze usoudit, že dochází k lehkému opotřebení mechanismu. Při výpočtu průměrného efektivního momentu na hřídeli motoru za monitorovaná léta (Obr. 6.15) je vidět nárůst v řádu jednotek procent jmenovitého momentu motoru ($28.4 Nm$). To odpovídá zvýšení o $0.315 Nm$. Během této doby stroj provedl *53 milionu kroků*, což odpovídá *3.3 milionům otáček* otočného stolu. Tato hodnota se shoduje s počtem kontaktů, respektive otočení každé rolny uložené na talíři karuselu se šnekem. Bohužel, není zde možnost stůl ze stroje demontovat a povrchy zkontrolovat, protože je v nepřetržitém pracovním procesu. Můžeme si ale udělat poměrně přesný obraz o jejich opotřebení z provedeného životnostního testu na speciálním zkušebním zařízení. Lze předpokládat, že pokud by byla nějaká klíčová část mechanismu znatelně poškozena, došlo by k velkému nárůstu momentu.

Ke každému z otočných stolů se dodává tabulka korekcí, jelikož jej nelze sestavit s nulovými vůlemi. S korekcí se operuje v řídicím systému stroje, který upravuje každou koncovou pozici jednotlivých kroků karuselu [44]. Program je zabezpečen a pro zákazníka z vnějšku nepřístupný. Jiným způsobem než změnou korekcí nelze přesnost karuselu seřadit. Za celou několikaletou dobu provozu nepřišel ani jednou požadavek na jejich úpravu, která by nezbytná při zvýšení vůlí v jednotlivých pozicích nad stanovenou mez.

6.6 Zhodnocení životnosti mechanismu

Z hlediska praktického využití a komerčního potenciálu se jeví karusel jako velice nadějný. Nejdůležitější z vlastností je i podle koncového zákazníka jeho životnost. Ta je vyžadována s neměnnou přesností při stanovené výrobní rychlosti a to v zákaznicky nastavených provozních podmínkách.

Vše začíná u prvotního konstrukčního návrhu mechanismu, pokračuje přes správně zvolené technologické postupy až k následné montáži strojních částí. Správnost našich postupů je ověřována dlouhodobými zkouškami. Na vyrobeném prototypu karuselu jsme měřili změnu vůlí po uplynutí několika milionů cyklů. Vůle nepřekročila stanovenou kvalitativní mez $0,05\text{ mm}$. Byly provedeny únavové zkoušky kontaktních ploch na specializovaném standu, kde jsme si ověřili, že námi zvolený povlak rolen BALINIT C-STAR vydrží po celou dobu nastavené životnosti.

Kromě všech provedených testů a měření máme zpětnou vazbu ve formě živě monitorovaných veličin přímo z již aplikovaného otočného stolu u zákazníka. Tato data nám přibližují rozdíl mezi ideálními laboratorními podmínkami a skutečnými průmyslovými podmínkami. Rozdíl je v našem případě minimální. Lze říci, že námi vyvinutý a zkonstruovaný karuselový otočný stůl je přesný a spolehlivý.

7. Přínos pro vědu a praxi

7.1 Věda

Analýzou problému v oblasti polohovacích mechanismů bylo zjištěno, že existují obecné vědecké články a patenty k tomuto tématu. Žádný z nich ale prakticky nepopisuje jak přistoupit ke konkrétnímu vývoji otočného stolu, tak aby šlo tyto kroky reprodukovat. Nelze najít návod jak získat mechanismus s unikátními vlastnostmi jako je krátký polohovací čas současně s přesností. Je to zřejmě nutnost spojit více odlišných vědeckých oborů současně. Přínosem této práce by měl být popis kombinací vědeckých metod a konstrukčních kroků, které povedou k úspěšnému vývoji polohovacích mechanismů tohoto typu. Znalý čtenář z oboru by pak měl být schopen otočný stůl sám realizovat.

V DP byla použita celá řada moderních vědeckých metod a specializovaného vybavení. Níže jsou popsány nejdůležitější z nich:

Pro vývoj elektromechanického systému byl použit návrhový program SOLIDWORKS s modulem Simulation pro jednoduché analýzy a výpočty. Ty pak byly zpřesněny v programu MSC.Mentat, který umožnil lépe rozvrhnout síť 3D modelů a vyřešil kontaktní úlohy s různými počátečními podmínkami.

Řízení průběhu dráhy polynomem 5. stupně bylo počítáno v programech WolframAlpha a Mathematica 12, stejně tak i simulace řemenu. Mechatronický model byl připraven pomocí MSC.ADAMS s implementovaným vektorovým řízením elektromotoru. Pro nastavení jednotlivých konstant regulátorů byla použita experimentální metoda Ziegler-Nicholse.

Vyrobená vačka se měřila na 3D portálovém CNC stroji Wenzel. K porovnání sloužila data složená z vypočtených křivek a 3D modelů. K výpočtu byly použity kinematické vztahy rolna - vačka upravené pro konkrétní aplikaci.

Měření dynamických vlastností mechanismu bylo realizováno pomocí inkrementálních optických rotačních snímačů Heidenhain, zásuvných modulů DMU-PCI a veličiny byly zaznamenány 16 kanálovým měřicím analyzátozem Dewetron. Vyhodnocení bylo provedeno pomocí software FlexPro 9.

Vylepšení přesnosti mechanismu bez ztráty dynamiky bylo provedeno zařazením dopředných vazeb do vhodného místa kaskádní regulační struktury. Toho bylo docíleno úpravou řídicího programu ve struktuře CAM funkce.

Pro testování životnosti povrchů a povlakových vrstev bylo vyrobeno aplikační zkušební zařízení, ve kterém se přes 3 rotační válce opotřebovává povrch rolny. Lze aplikovat potřebnou sílu na vyvolání Hertzova tlaku. Opotřebení se pak zkoumalo pod mikroskopem DigiMicroProfi firmy DNT.

7.2 Praxe

Praktický význam tohoto elektromechanického systému je obrovský. Lze ho zabudovat do jakéhokoliv karuselového polohovacího stroje. Může sloužit jako konstantní přesný převod pro velké výstupní momenty. Dá se použít v automatických montážních, obráběcích, manipulačních a měřících linkách. Je možné ho použít v chemickém, automobilovém, potravinářském, farmaceutickém, strojním i elektrotechnickém průmyslu.

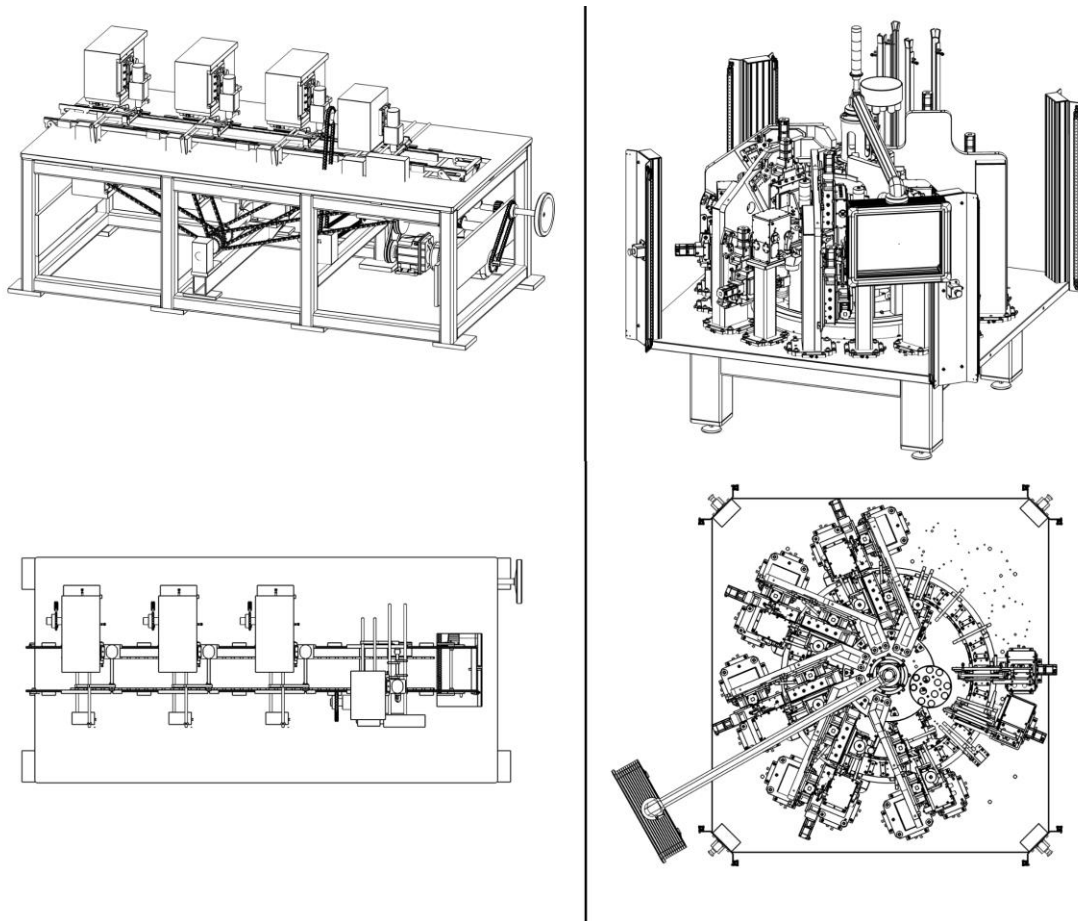
Velkou výhodou je jeho jednoduchost, snadná údržba a bezporuchovost. Po několika milionech cyklů je opotřebení minimální a to vše bez zhoršení polohovací přesnosti. Díky tomu se může zabudovat hluboko do stroje bez obav na brzkou demontáž a servis. Přes vzdálenou správu lze odečítat data z vnitřku stroje a ujistit se o správnosti chodu.

Nevýhodou tohoto systému jsou pořizovací náklady. Mechanismus je velmi dynamický, přesný a robustní, což znamená precizní výrobu. Ta je pak drahá. Je potřeba ho instalovat pouze tam, kde je nezbytný. V aplikacích s menší přesností a zrychlením ho lze nahradit například cykloidní převodovkou.

Výhodou systému je řízení přes servomotor, protože pak je možné mechanismus začlenit do nadřazeného celku stroje. Společně s dalšími mechanismy a periferiemi ho můžeme propojit a vytvořit jednu elektronickou vačku. To je vhodné pro opakovanou sériovou výrobu.

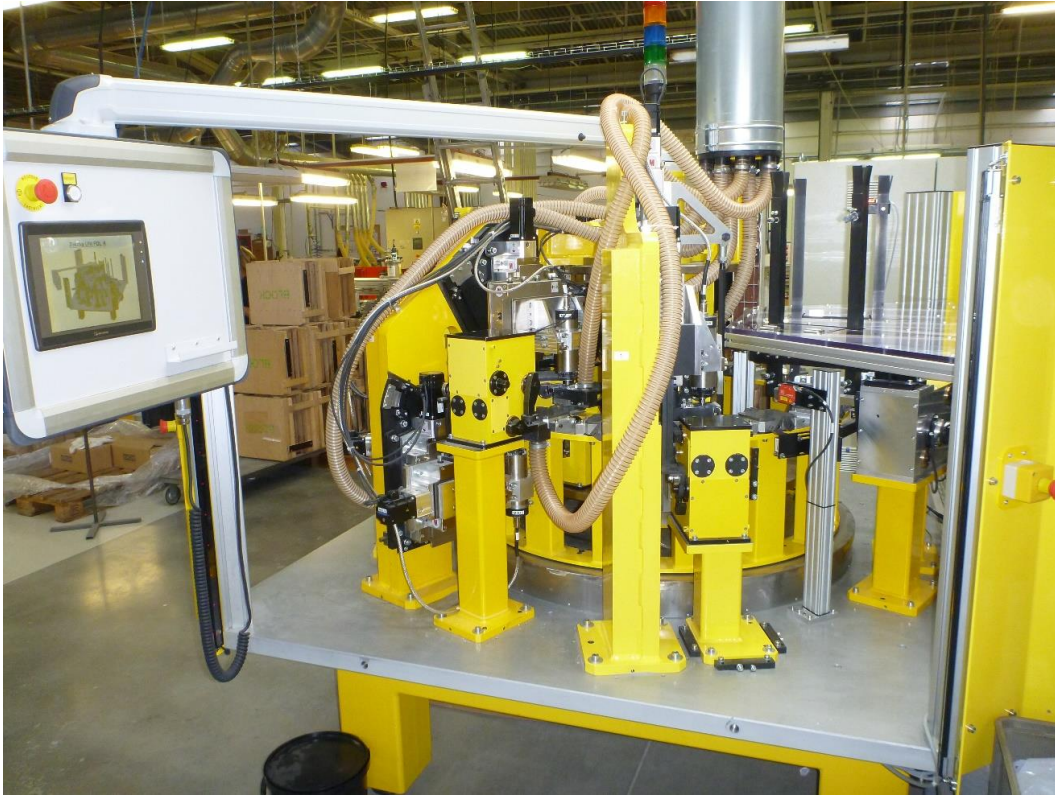
Konkrétním příkladem použití otočného stolu jako polohovacího mechanismu zabudovaného do stroje, je zmíněný projekt UNI-frézky, univerzálního frézovacího stroje dřevěných lamel. Starý lineární čistě vačkový stroj byl nahrazen moderním karuselovým typem s CNC řízením. Díky spolehlivosti a přesnosti frézka vyrábí dodnes (leden 2024) ve vysoké přesnosti bez zásadních problémů. Počet cyklů překročil 90 milionů a z toho 80 milionů připadá na reálně obrobené polotovary. Frézka má za sebou více jak 25 000 pracovních hodin což odpovídá 3500 pracovním směnám. Na polohovacím mechanismu nebylo nic měněno, repasováno. Jen se v pravidelných intervalech doplňuje mazivo,

jelikož těsnění systému nebylo dobře navrženo a mazivo má drobné úniky. Každý den je kontrolována kvalita výrobků a tak máme i zpětnou vazbu, že polohovací mechanismus, jakož i frézovací jednotky, fungují bezchybně.

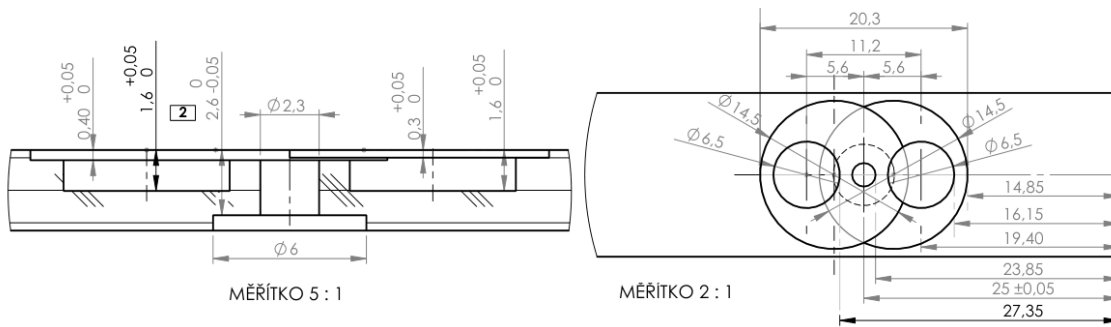


Obr. 7.1. Vlevo stará lineární varianta poháněná jedním asynchronním motorem a společnou hřídelí. Vpravo nová karuselová verze s použitím 21 servomotorů.

UNI-frézka má vnější rozměry 2,2 x 2,2 x 2,6 m. Hmotnost 5 tun. Vývoj stál cca 15 mil. Kč. Spuštěn do plného provozu byl v roce 2017. UNI-frézka obsahuje 5 pracovních jednotek (4 frézovací a 1 vrtací). Počet motorů je 16 pro obráběcí jednotky plus 2 pro vrtací jednotku, k tomu další 2 pro pohony vykládacího a zakládacího vačkového mechanismu plus 1 pro pohon karuselu. To je dohromady 21 servomotorů. Poslední pozice je pak osazena stanicí pro kontrolní měření tloušťky lamely.



Obr. 7.2. Univerzální CNC frézka dřevěných lamel po instalaci u zákazníka v roce 2017 před přidáním robotických vykladačů.



Obr. 7.3. Detail zhloubení a děr dle jednoho konkrétního výrobního výkresu lamely.

8. Závěr disertační práce

Předmětem disertační práce bylo s použitím souboru moderních výzkumných metod vyvinout přesný, spolehlivý a dynamický elektromechanický systém. Systém univerzální natolik, že by se dal implementovat do mechanismu nadřazeného stroje, například univerzální CNC frézky s případným uplatněním v praxi.

Tato DP vedla ke komplexnímu rozboru problému, rozdělenému do několika fází. Práce byla postupně představena v jednotlivých výzkumně-vývojových etapách, které byly všechny nezbytné pro dosažení cíle a navazovaly na sebe. Pro úspěšné splnění DP bylo důležité použít celou řadu výzkumných metod a postupů při vývoji mechanismu.

První etapou bylo zvolení správného mechanismu pohonu, který byl schopný vyvinout zrychlení na výstupu 9 rad/s^2 a maximální rychlost $1,5 \text{ rad/s}$. Rozebírali jsme různé varianty a nakonec byla zvolena axiální dvojvačka s rolnami. Analyzovali jsme jejich kinematickou závislost. Zkoumali jsme vhodné řídicí funkce servomotoru, kde jako nejvhodnější byl zvolen polynom 5. stupně. Byl zpracován mechatronický model systému, který zpřesnil původní hrubé výpočty a ukázal nároky na pohon. Klíčový uzel byl podroben pevnostní MKP analýze, kde lokální kontaktní napětí, Hertzovy tlaky, byly v oblasti kluzu materiálu vačky. Proběhl i jednoduchý rozbor ostatních souvisejících komponent, například talířové pružiny a řemenu.

Druhou etapou bylo zhotovení hnacího mechanismu s přihlédnutím na dlouhou životnost a spolehlivost. Byly vypočteny a ukázány výrobní souřadnice axiální dvojvačky a byla rozebrána kritická místa výroby. Byly dopočítány další křivky šroubovice a z nich byl vytvořen komplexnější 3D model. Tento teoretický model sloužil k porovnání výrobních odchylek skutečného výrobku na specializovaném měřícím pracovišti. Zjistilo se, že došlo k lehkému podbroušení boků šneka v setině milimetru.

Třetí etapou bylo ověření správné funkce mechanismu karuselového stolu a zjištění dynamických vlastností systému. Bylo provedeno měření rychlosti polohování a přesnosti ustavení pomocí optických snímačů. Mechanismus karuselu byl natolik přesný, že se pohyboval na hranici měřitelnosti snímačů. Přesnost opakování ustavení karuselu byla změřena na $\pm 0,014 \text{ mm}$ ($\pm 6 \text{ arcsec}$). Byla ověřena vytypovaná řídicí křivka.

Čtvrtou etapou bylo vylepšení přesnosti již dost přesně indexujícího karuselu při zachování stávajících dynamických vlastností. To vše bez nutnosti provedení mechanických úprav funkčního vzorku. Zjišťovala se velikost chyby na výstupu

polohování a pak proběhlo její následné snížení na polovinu tj. až na $\pm 3 \text{ arcsec}$. To vše pomocí dopředných vazeb v regulátoru systému.

Pátou etapou bylo vyhodnocení spolehlivosti karuselu po dobu jeho životnosti při vysokém cyklickém zatížení. Celková životnost byla analyzována na dvou stejných mechanismech, teoreticky i prakticky. Jeden mechanismus byl instalovaný v nepřetržitém výrobním provozu a druhý testován laboratorně. Oblast zájmu se soustředila na nejslabší členy převodového mechanismu, tj. rotační pohyblivé části převodovky, respektive jejich kontaktní plochy. Byly použity zkušební standy pro simulování únavy a kontaktního namáhání. Bylo zjištěno drobné opotřebení u obou testovaných karuselů. Toto lehké opotřebení však nemělo vliv na snížení přesnosti mechanismu, pouze na zvýšení pasivních odporů.

Nejtěžší na celé práci nebyla jedna konkrétní etapa. Ačkoliv by se mohlo zdát, že životnostní testy, které probíhaly několik let, byly nejnáročnější. Nejtěžší bylo spojení všech vědeckých metod, kterými jsem si musel postupně projít a porozumět jim. Úzká specializace pouze na jeden vědní obor by nevedla ke vzniku unikátního mechanismu. V propojení všech výše zmíněných etap spatřuji svůj největší přínos.

Všechny navrhnuté fáze DP se podařilo úspěšně splnit. Pátá životnostní etapa probíhala několik let a i nadále se pokračuje ve sběru dat. Výsledky jednotlivých etap jsem osobně, jakožto 50% spoluautor, prezentoval na mezinárodních konferencích. Za jeden článek bylo uděleno i ocenění. Na mechanismus karuselu byl úspěšně podán patent. Na tělo vačkové skříně byl po zlepšení podán užitečný vzor. Hlavním měřítkem úspěšnosti vyvíjeného mechanismu je však to, že splňuje nároky zákazníka na takt a kvalitu výrobku a to dlouhodobě (1. 7. 2022 dosaženo *68,3 milionů kroků* mechanismu karuselu, *64,2 milionů* vyrobených kusů, *18 975 hodin* provozu, leden 2024 *90 milionů kroků*).

V budoucnu by se další práce mohly zaměřit na vývoj hlavního nosného ložiska. Pak by byl mechanismus kompletní z hlediska konstrukce. Z hlediska výzkumu by bylo dobré se více zaměřit na namáhané rotační díly a hlouběji zkoumat jejich povrchy. Zjistit další informace o jejich opotřebení, vyzkoušet jiné materiály a aplikovat nové povrchové úpravy. Z hlediska výpočtů a modelování by bylo zajímavé zabývat se i obtížně vyrobitelnou globoidní dvojvačkou. Toto téma by se dalo rozšiřovat více směry.

9. Seznam použité literatury

1. JIRÁSKO, Petr. *Mechatronika pohonů pracovních členů mechanismů*, Liberec, 2015. 53 s. ISBN 978-80-87184-63-9.
2. KOLOC, Zdeněk a Miroslav VÁCLAVÍK. *Vačkové mechanismy*. Praha, 1988. 15 s. L13-C3-V-41 / 28741
3. KOLOC, Zdeněk a Miroslav VÁCLAVÍK. *Cam Mechanisms*. Elsevier, Praha, 1993. 168 s. ISBN 0-444-98664-2.
4. JIRÁSKO, Petr. *Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů*. Liberec, 2010, 207 s. *Disertační práce*. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových studií
5. TAEK, O.Y. Design of precision angular indexing system for calibration of rotary tables. *J Mech Sci Technol* **26**, 847–855 (2012). <https://doi.org/10.1007/s12206-011-1246-6>
6. Chen, H.; Jiang, B.; Lin, H.; Zhang, S.; Shi, Z.; Song, H.; Sun, Y. Calibration Method for Angular Positioning Deviation of a High-Precision Rotary Table Based on the Laser Tracer Multi-Station Measurement System. *Appl. Sci.* **2019**, *9*, 3417. <https://doi.org/10.3390/app9163417>
7. Ding, S., Wu, W., Huang, X. *et al.* Single-axis driven measurement method to identify position-dependent geometric errors of a rotary table using double ball bar. *Int J Adv Manuf Technol* **101**, 1715–1724 (2019). <https://doi.org/10.1007/s00170-018-3086-3>
8. Dassanayake, Muditha. High performance rotary table for machine tool applications. *International Journal of Automation Technology*. *3*. 343-347. Tokio (2009).
9. Chen Z, Liu X, Peng D, Zheng Y, Chen X, Zheng F. Dynamic model of NC rotary table in angle measurements with time series. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2013;35(2):181-187. doi:[10.1177/0142331212437992](https://doi.org/10.1177/0142331212437992)
10. Józwiak J, Czarnowski M. ANGULAR POSITIONING ACCURACY OF ROTARY TABLE AND REPEATABILITY OF FIVE-AXIS MACHINING CENTRE DMU 65 MONOBLOCK. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2015;9(28):89-95. doi:10.12913/22998624/60792.

11. EXPERT Maschinenbau GmbH, Lorsch, Spolková republika Německo. Otočný stůl s krokovým pohonem. Přihlášeno 04. 09. 1996. Uděleno 29. 01. 1998. Patentový spis PV 1996-2596. Dostupné z:
<https://isdv.upv.gov.cz/webapp/webapp.irepgetsoub?pidr=ExxvLkkHcoRosHZxfmg>
[s](#)
12. WEISS, Uwe, 74722 Buchen-Boedigheim, Spolková republika Německo. ROTARY INDEXING TABLE. Přihlášeno 15. 10. 2010. Uděleno 25. 06. 2012. Patentový spis 2010-768876
<https://patentimages.storage.googleapis.com/bd/ed/9a/c33399f2cc74ce/US20120255397A1.pdf>
13. WEISS GmbH Sondermaschinenteknik, 74722 Buchen, DE. Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen. Přihlášeno 16. 08. 2005. Uděleno 15. 12. 2005. Patentový spis DE202005012908U1.
<https://patentimages.storage.googleapis.com/41/cd/04/c77bc4693a241d/DE202005012908U1.pdf>
14. WEISS GmbH Sondermaschinenteknik, 74722 Buchen, DE. Rundschalttisch Přihlášeno 04. 02. 2003. Uděleno 19. 08. 2004. Patentový spis DE10304462B4.
<https://patentimages.storage.googleapis.com/cf/e0/e2/ff5c4fcc5114ee/DE10304462B4.pdf>
15. WEISS GmbH Sondermaschinenteknik, 74722 Buchen, DE. Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen. Přihlášeno 16. 08. 2005. Uděleno 22. 02. 2007. Patentový spis DE102005038663A1
<https://patentimages.storage.googleapis.com/42/54/6b/79853817d987d7/DE102005038663A1.pdf>
16. JAREŠOVÁ, Miroslava a Ivo VOLF. *MATEMATIKA KŘÍVEK* [online]. In: . s. 43-50 [cit. 2022-09-07]. Dostupné z:
<http://fyzikalniolympiada.cz/texty/matematika/mkrivek.pdf>
17. SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2902-6.
18. BIMAL, Bose K. *Modern power electronics and AC drives*. Prentice-Hall, 2001. ISBN 0-13-016743-6.

19. ÅSTRÖM, Karl J. a Richard M. MURRAY. *Feedback Systems: An Introduction for Scientists and Engineers*. 2008.
Dostupné z:
http://www.cds.caltech.edu/~murray/amwiki/index.php?title=Main_Page
20. ŠIDLOF, Pavel a Miroslav SVOBODA. *Dynamické vyšetřování mechanismů na základě digitálního měření okamžité úhlové rychlosti*, Liberec, 1984. 267 – 273 s.
21. SIEP S800000 64I. *Sigma-V Series USER'S MANUAL Design and Maintenance: Rotational Motor MECHATROLINK-III Communications Reference*. 2. Japan: YASKAWA ELECTRIC CORPORATION, 2017. Dostupné z:
https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwi16q3VjoL6AhWLO-wKHVEFD1UQFnoECAkQAQ&url=https%3A%2F%2Fmobile.yaskawa.com%2Fdelegate%2FgetAttachment%3FdocumentId%3DSIEPS80000064%26cmd%3Ddocuments%26documentName%3Dsieps80000064k_15_1.pdf&usq=AOvVaw1wt4I5R3Z5jojFSCmbokJI
22. VÁCLAVÍK, Miroslav, Pavel FIŠER a Petr JIRÁSKO. *Problematik der Einzweckmaschinen mit elektronischen Kurvenscheiben. VVD 2018: Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik. Dresden: Technische Universität Dresden, 2018, s. 73-90. ISBN 978-3-86780-561-2.*
23. JIRÁSKO, Petr. *Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů*. Liberec, 2010, 207 s. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových studií. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.
24. GROMADOVÁ, Monika a Jiří Ondrášek. *Life Estimation of the Contact Surfaces*. In: *Advances in Mechanism Design II* (2016). https://doi.org/10.1007/978-3-319-44087-3_6. ISSN 2211-0984
25. GROMADOVÁ, Monika a Jiří Ondrášek. *Experimental Method of the Service Life Estimation of a General Kinematic Pair of a Cam Mechanism*. In: *EAN2019: 57th annual conference on experimental stress analysis*. Czech Society for Mechanics, Brno (2019). ISBN 978-80-214-5753-9
26. HEJNOVÁ, Monika. *Service Life Assessment of the Cam Mechanisms*. In: *Procedia Engineering*, volume 96, pp. 157-163. Elsevier Ltd. (2014). <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.135>. ISSN 1877-7058

27. FIŠER, Pavel. *FDL-K 001 Wooden Strip Milling Machine*. In: *Special Mechanisms and Their Drives IV*, pp. 220–221. Liberec, 2018. ISBN 978-80-87184-87-5
28. WD-H series: WD-H series overview. *Imo.de* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: https://www.imo.de/fileadmin/user_upload/downloads/st-katalogseiten-baureihen/imo-st-wdh-en.pdf
29. Detailní informace pro: 3HAC031580-001: Robotika, IRB 7600, Gearbox. *New.abb.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://new.abb.com/products/cs/3HAC031580-001/3hac031580-001>
30. Produkty, ložiskové reduktory, T série: TECHNICKÉ ÚDAJE. *Spinea.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://www.spinea.com/sk/produkty/twinspacein/t-series>
31. CSD SERIES COMPONENT SET OF HARMONIC GEARBOX: Overview of CSD Series Harmonic Gear Units. *Servomotorgearbox.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://servomotorgearbox.com/product/csd-series-component-set-of-harmonic-gearbox-harmonic-drive-component-set-gear-reducer/>
32. Direct Drive Rotary Tables: HIWIN Motion Control & Systems. *Hiwin.de* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/media/downloadcatalog/cz/DDRT-01-1-EN-2102-K.PDF>
33. Cam gears: MIKSCH. *Www.miksch.de* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://www.miksch.de/en/cam-gears.html>
34. Série NR, prstencový stůl, volně programovatelný: STASTO. *Store.stasto.cz* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://store.stasto.cz/katalog/komponenty-pro-automatizaci-polohovaci-a-montazni-zarizeni-p08/otocne-stoly-a-manipulatory/otocne-stoly-volne-programovatelne/serie-nr-prstencovy-stul-volne-programovatelny.aspx>
35. Creating Curves Through XYZ Points: DASSAULT SYSTEMES. *Help.solidworks.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: https://help.solidworks.com/2021/english/SolidWorks/sldworks/HIDD_CURVE_IN_FILE.htm
36. INTRODUCING SOLIDWORKS: DASSAULT SYSTEMES. *My.solidworks.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_EN.pdf

37. Marc® and Mentat® 2021.1: Installation and Operations Guide. *Faq.cc.metu.edu.tr* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: https://faq.cc.metu.edu.tr/tr/system/files/u16319/marc_2021.1_doc_install.pdf
38. Supplemental Adams Tutorial Kit: for Design of Machinery Course Curriculum. *Mscsoftware.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: https://www.mscsoftware.com/sites/default/files/Book_Adams-Tutorial-ex17-w.pdf
39. Products Rotary Servo Motors SGMGV. *Yaskawa.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://www.yaskawa.com/products/motion/sigma-5-servo-products/rotary-servo-motors/sgmgv>
40. Disc Spring Calculator Tool. *Mubea-discsprings.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://mubea-discsprings.com/disc-spring-calculator-tool/>
41. Bearing select. *SKF.com* [online]. [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>

10. Přehled vlastních publikací

10.1 Vztahující se k tématu DP

Scopus

42. RICHTER, Aleš a Jiří ONDRÁŠEK. Rotary Table Machine Input Parameters Optimization. *Advances in Mechanism Design II: Proceedings of the XII International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms*. 2017, 399-405. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-319-44087-3_54
43. RICHTER, Aleš a Pavel KLOUČEK. Rotary Table Machine Accuracy Verification. *55th International Conference on Experimental Stress Analysis: EAN 2017*. 2017, 235-241. ISBN 978-1-5108-4224-3.
44. RICHTER, Aleš a Pavel FIŠER. Rotary Table Accuracy Improvement. *AIP Conference Proceedings 2029: 020065*. 2018, 5. Dostupné z: <https://doi.org/10.1063/1.5066527>
45. RICHTER, Aleš a Pavel FIŠER. Reliability Analysis of Rotary Table Over the Lifetime. In: Beran, J., Bílek, M., Václavík, M., Žabka, P. (eds) *Advances in Mechanism Design III. TMM 2020. Mechanisms and Machine Science*, vol 85. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-83594-1_28
46. DOSTRAŠIL, P., RICHTER, A. (2021). Implementation of Manipulator with Rotary and Translational Axis Using Electronic Cams. In: Lovasz, EC., Maniu, I., Doroftei, I., Ivanescu, M., Gruescu, CM. (eds) *New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics . MTM&Robotics 2020. Mechanisms and Machine Science*, vol 88. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-60076-1_43

Patenty

47. RICHTER, Aleš a Václav TOMÁŠ. *Polohovatelný otočný stůl*. ČR. Přihlášeno 2. 8. 2017. Uděleno 17. 10. 2018. Dostupné z: <https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/307/307493.pdf>
48. RICHTER, Aleš a Václav TOMÁŠ. *POSITIONABLE ROTARY TABLE*. ČR. Přihlášeno 13. 2. 2019. Uděleno 13. 5. 2020. Dostupné také z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/063254489/publication/EP3441183A1?q=pn%3DEP3441183>
49. RICHTER, Aleš a Václav TOMÁŠ. *Vačkový manipulátor, zejména pro automatickou výměnu nástrojů na obráběcím stroji*. 2017. ČR. Uděleno 3. 10.

2018. Zapsáno 1. 8. 2017. Dostupné z:

<https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/307/307479.pdf>

50. RICHTER, Aleš a Václav TOMÁŠ. *Cam manipulator, especially for automatic tool change on a machine tool*. 2019. ČR. Uděleno 27. 10. 2021. Zapsáno 6. 2. 2019.

Dostupné také z:

https://isdv.upv.cz/webapp/resdb.print_detail.det?pspis=EP/3438507&plang=CS

51. RICHTER, Aleš a Pavel DOSTRAŠIL. *Manipulátor pro podávání výrobků ze dvou větví výrobní linky do následné společné větve*. 2019. ČR. Uděleno 30. 12. 2020.

Zapsáno 15. 11. 2019. Dostupné z:

<https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/308/308607.pdf>

Užité vzory

52. RICHTER, Aleš. *Převodová skříň polohovatelného otočného stolu*. 2019. ČR.

Uděleno 3. 12. 2019. Zapsáno 23. 7. 2019. Dostupné také z:

<https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/UtilityModels/FullDocuments/FDUM0033/uv033452.pdf>

53. RICHTER, Aleš. *Lineární pohonná jednotka*. 2020. ČR. Přihlášeno 28. 7. 2020.

Zapsáno 29. 6. 2020. Dostupné také z:

<https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/UtilityModels/FullDocuments/FDUM0034/uv034249.pdf>

Technicky realizované výsledky (prototyp, funkční vzorek)

54. RICHTER, Aleš a Ondřej MEDŮNA. *Funkční vzorek šneku*. 2015. ČR. Zapsáno

2015. Dostupné z: [https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-](https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F15%3A%230001023%21RIV16-MSM-46709002)

[vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F15%3A%230001023%21RIV16-MSM-46709002](https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F15%3A%230001023%21RIV16-MSM-46709002)

55. BUŠEK, Martin a Aleš RICHTER. *Karuselový otočný stůl bez aretace: 20301 - Mechanical engineering*. 2019. Dostupné z:

[https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-](https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F19%3AN0000034%21RIV20-MPO-46709002)

[vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F19%3AN0000034%21RIV20-MPO-46709002](https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F19%3AN0000034%21RIV20-MPO-46709002)

56. BUŠEK, Martin, Aleš RICHTER a Pavel FIŠER. *Lineární jednotka pro transformaci rotačního pohybu na posuvný vyloučením bodového styku pohybujících se součástí: 20301 - Mechanical engineering*. 2019. Dostupné z:

<https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche->

[vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F19%3AN0000033%21RIV20-MPO-46709002](https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F19%3AN0000033%21RIV20-MPO-46709002)

57. CRHÁK, Vladislav, Pavel FIŠER, Aleš RICHTER, Tomáš VENCL a Zdeněk VOTAVA. *Prototyp frézky pro obrábění dřevěných lamel: J - Průmysl*. 2016. Dostupné z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F16%3AN0000055%21RIV17-MSM-46709002>

Kapitoly v odborné knize

58. RICHTER, Aleš. Freely positionable rotary indexing table. In: *Special mechanisms and their drives*. Liberec: VÚTS, 2018. ISBN 978-80-87184-87-5. Dostupné z: <https://www.vuts.cz/publikace-monografie.html>

10.2 Další

Odborné knihy

59. RAMBOUSEK, Zdeněk, Ivo ČERVENKA, Vít KIRSCHNER, Romana KŮRKOVÁ, Aleš RICHTER a Tomáš VENCL. *Laserové stanice: zdroje, technologie, konstrukce*. Liberec: VÚTS, 2015. ISBN 978-80-87184-61-5.
60. RICHTER, Aleš. Elektrická doprava před 100 lety v obrazech: výběr z *Elektrotechnische Zeitschrift z ročníků 1895-1910*. V Liberci: Technická univerzita, 2010. ISBN 978-80-7372-625-6.

Stat' ve sborníku

61. RICHTER, Aleš a David CIRKL. Simulation of dynamics of CNC meandrine tool magazine by means of method of equivalent inertia. In: *Proceedings of the Engineering Mechanics 2020*. Engineering Mechanics 2020, Svratka, 2020, s. 4. ISBN 978-80-214-5896-3. ISSN 1805-8248. Dostupné z: <https://www.engmech.cz/im/im/page/proc>

Technicky realizované výsledky (prototyp, funkční vzorek)

62. HEINZE, Miroslav, Štěpán LÁNÍK, Aleš RICHTER, Tomáš VANĚK a Jan ZELINKA. *Automatická výměna pro portálový stroj s meandrovým zásobníkem pro HSK a 90 obráběcích nástrojů: 20302 - Applied mechanics*. 2021. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F21%3AN0000077%21RIV22-MPO-46709002>
63. DROBNÍK, Josef, Miroslav HEINZE, Štěpán LÁNÍK, Aleš RICHTER a Jan ZELINKA. *Automatická výměna pro portálový stroj s meandrovým zásobníkem pro ISO a 120 obráběcích nástrojů: 20302 - Applied mechanics*. 2021. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F21%3AN0000076%21RIV22-MPO-46709002>
64. DROBNÍK, Josef, Miroslav HEINZE, Štěpán LÁNÍK, Aleš RICHTER a Jan ZELINKA. *Automatická výměna pro portálový stroj s řetězovým zásobníkem pro ISO50 40 obráběcích nástrojů: 20302 - Applied mechanics*. 2021. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F21%3AN0000079%21RIV22-MPO-46709002>
65. ČERVENKA, Ivo, Josef DROBNÍK, Miroslav HEINZE, Štěpán LÁNÍK, Aleš RICHTER a Tomáš VANĚK. *Automatická výměna těžkých nástrojů ISO 60 pro horizontální obráběcí stroje s nesklopným manipulátorem a zásobníkem pro 60 nástrojů: 20302 - Applied mechanics*. 2021. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F21%3AN0000078%21RIV22-MPO-46709002>
66. DOSTRAŠIL, Pavel, Pavel FIŠER, Miroslav HEINZE a Aleš RICHTER. *Testovací stolice upínačů HSK-T 100: 20302 - Applied mechanics*. 2021. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F21%3AN0000056%21RIV22-MPO-46709002>
67. HEINZE, Miroslav, Vít HOVORKA a Aleš RICHTER. *Automatická výměna nástrojů ATC 60: 20302 - Applied mechanics*. 2020. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F20%3AN0000081%21RIV21-MPO-46709002>

68. HEINZE, Miroslav, Vít HOVORKA a Aleš RICHTER. *Automatická výměna nástrojů ATC 90: 20302 - Applied mechanics*. 2020. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F20%3AN0000082%21RIV21-MPO-46709002>
69. HEINZE, Miroslav, Vít HOVORKA a Aleš RICHTER. *Optimalizovaná automatická výměna pro 60 nástrojů: 20302 - Applied mechanics*. 2020. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F20%3AN0000087%21RIV21-MPO-46709002>
70. DOSTRAŠIL, Pavel a Aleš RICHTER. *Prototyp manipulátoru pro vzduchové filtrační patrony: 20302 - Applied mechanics*. 2020. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F20%3AN0000051%21RIV21-MPO-46709002>
71. RICHTER, Aleš. *Zařízení pro přesné automatické laserové měření tvaru výrobku: 20302 - Applied mechanics*. 2020. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F20%3AN0000080%21RIV21-MPO-46709002>
72. RICHTER, Aleš. *Meandrový zásobník nástrojů obráběcích strojů: 20301 - Mechanical engineering*. 2019. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F19%3AN0000045%21RIV20-MPO-46709002>
73. RICHTER, Aleš. *Bubnový zásobník nástrojů obráběcích strojů - ATD 35 60: 20301 - Mechanical engineering*. 2018. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F18%3AN0000163%21RIV19-MPO-46709002>
74. HEINZE, Miroslav, Karel HLADÍK a Aleš RICHTER. *Řetězový zásobník nástrojů obráběcích strojů ATM 35-60: 20301 - Mechanical engineering*. 2018. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F18%3AN0000164%21RIV19-MPO-46709002>
75. HLADÍK, Karel, Vít HOVORKA, Aleš RICHTER a Jindřich KOČMAN. *Manipulátor nástrojů k regálovému zásobníku WHT 110C: 20301 - Mechanical engineering*.

2017. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F17%3AN0000057%21RIV18-MSM-46709002>
76. BARANČOK, Vladimír, Aleš RICHTER, Václav TOMÁŠ a Zdeněk VOTAVA. *Testovací stand lineárních vedení: 20301 - Mechanical engineering*. 2017. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F17%3AN0000063%21RIV18-MSM-46709002>
77. HOVORKA, Vít, Aleš RICHTER a Tomáš KOZLOK. *Vačkový manipulátor pro automatickou výměnu nástrojů obráběcích strojů: J - Průmysl*. 2016. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F16%3AN0000063%21RIV17-MSM-46709002>
78. HLADÍK, Karel a Aleš RICHTER. *Adaptér na testovací stoličce pro vřeteník Whtec 110 a příslušenství: J - Průmysl*. 2015. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F15%3A%230000893%21RIV16-MPO-46709002>
79. HLADÍK, Karel a Aleš RICHTER. *Adaptér na testovací stoličce pro vřeteník Whtec 130 + příslušenství: J - Průmysl*. 2015. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F15%3A%230000894%21RIV16-MPO-46709002>
80. HEINZE, Miroslav, Aleš RICHTER, Stanislav STRNAD a Tomáš VENCL. *Rychlý servomanipulátor ATC4-60 pro výměnu nástrojů do 40kg.: J - Průmysl*. 2014. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F14%3A%230000753%21RIV15-MSM-46709002>
81. HLADÍK, Karel a Aleš RICHTER. *Záběhová stolice vřeteníkových jednotek: J - Průmysl*. 2014. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F14%3A%230000756%21RIV15-MPO-46709002>
82. HLADÍK, Karel, Aleš RICHTER a Jaroslav KORF. *Zkušební stand vřeteníkových jednotek: J - Průmysl*. 2013. Dostupné také z: <https://www.isvavai.cz/riv?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&h=RIV%2F46709002%3A%2F13%3A%230000604%21RIV14-MPO-46709002>

Poloprovoz, ověřená technologie

83. RICHTER, A. BUŠEK, M. *Ověřená technologie výroby kluzného lineárního rybinového (trojbokého) vedení*. Dostupné také z:

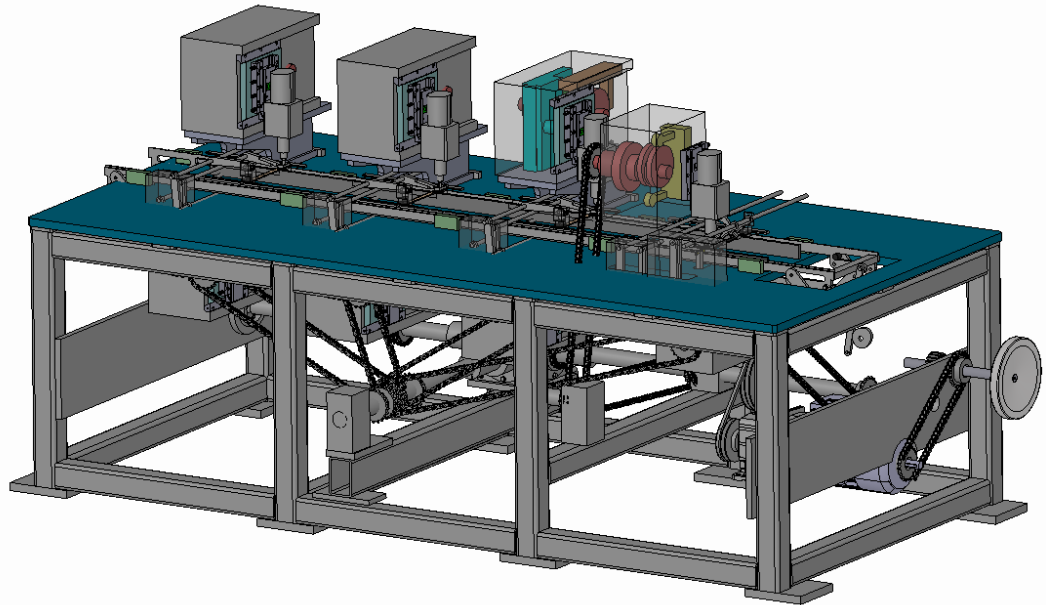
[RIV/46709002:____/18:N0000039](#)

84. RICHTER, A. BUŠEK, M. *Ověřená technologie výroby speciálního kluzného uložení trapézového šroubu*. Dostupné také z:

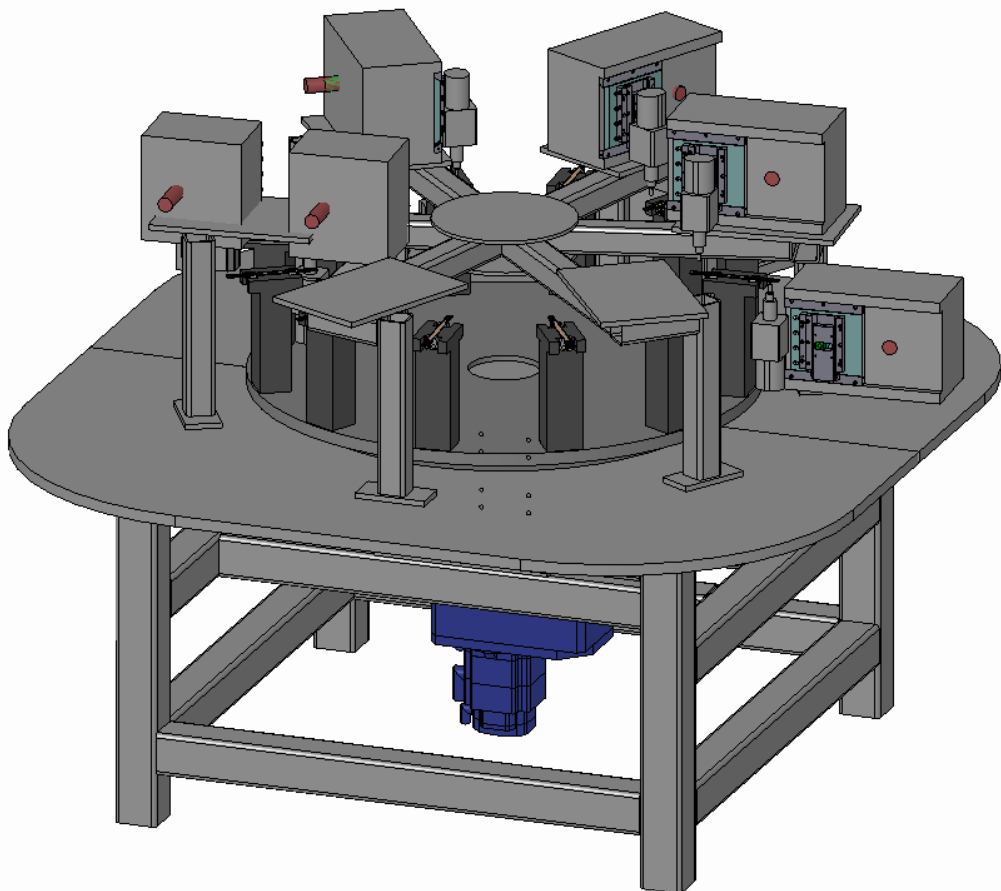
[RIV/46709002:____/18:N0000038](#)

11. Přílohy

11.1 Příloha kapitoly 1

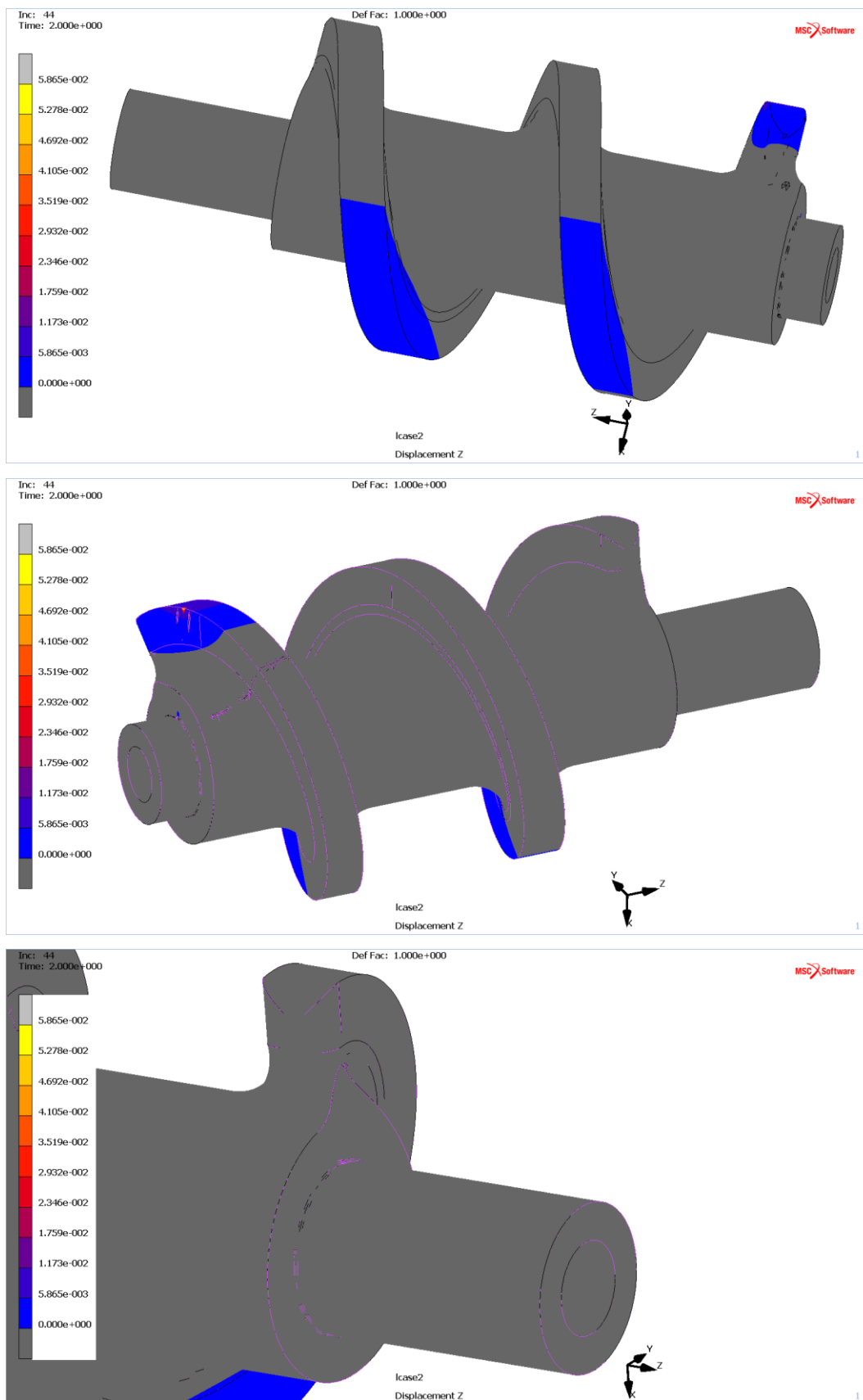


Obr. 11.1. Prvotní návrhy stroje, lineární varianta.

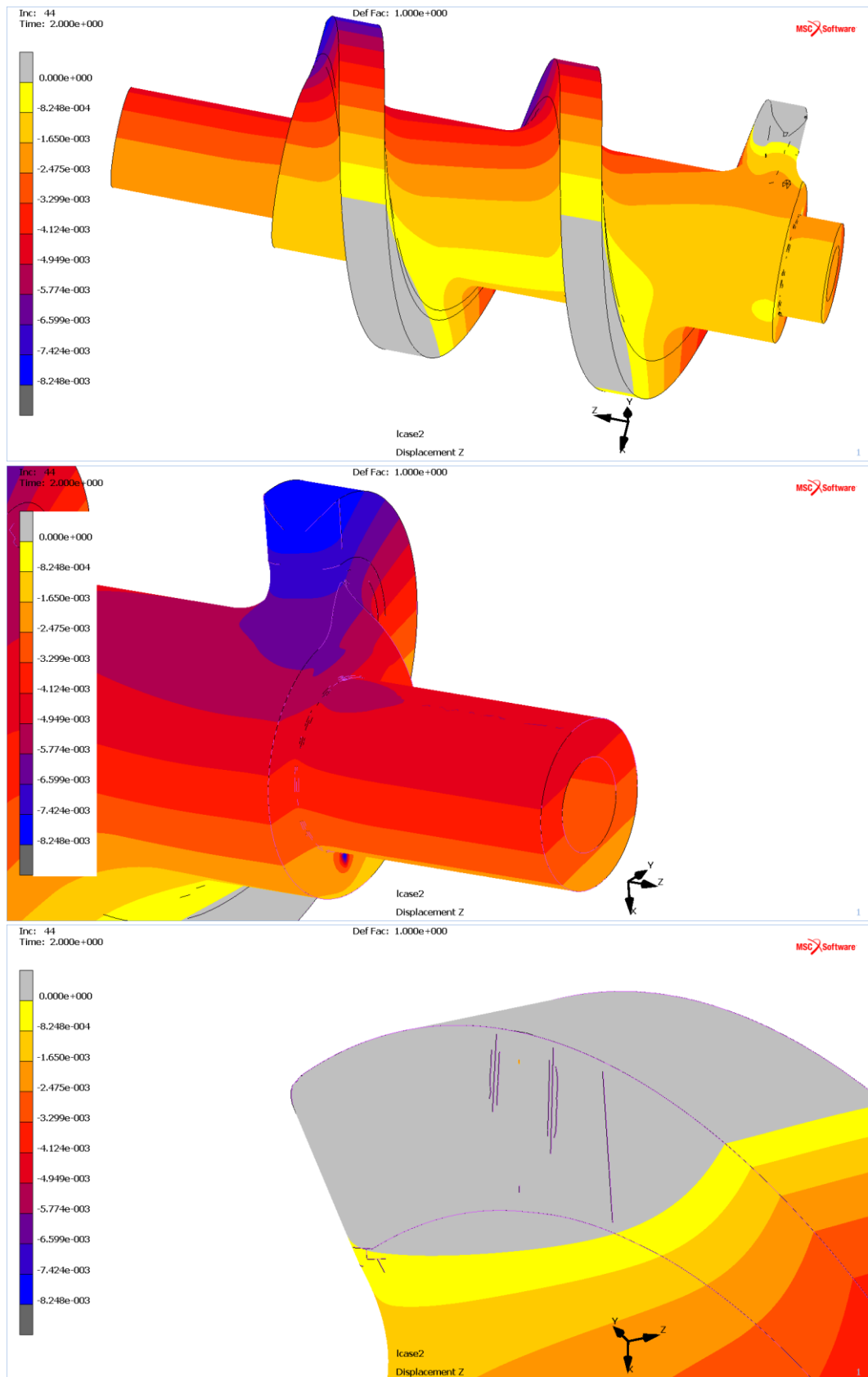


Obr. 11.2. Prvotní návrhy stroje, rotační varianta.

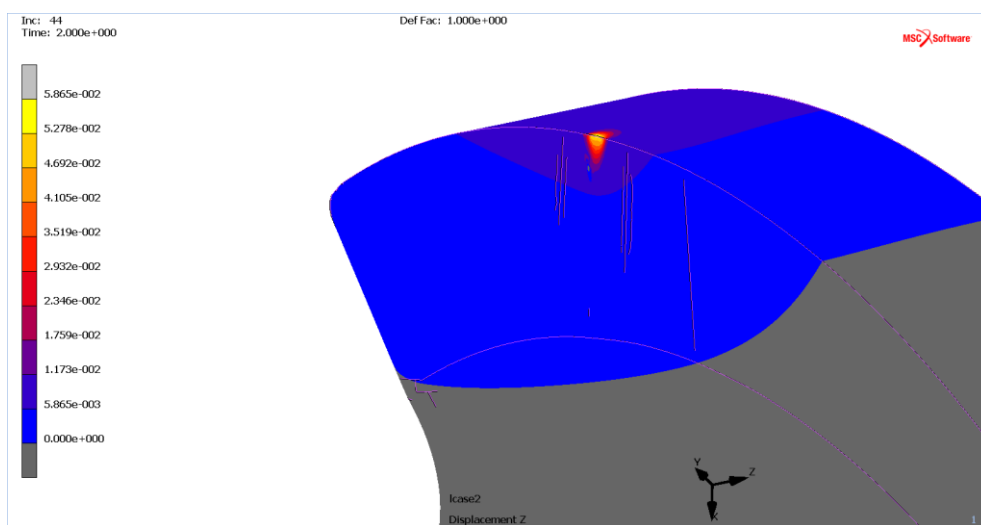
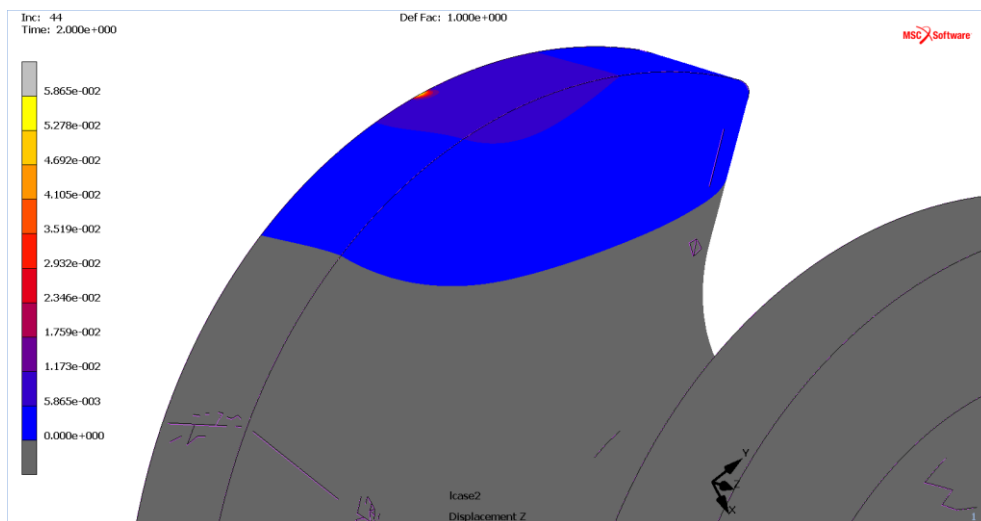
11.2 Příloha kapitoly 2



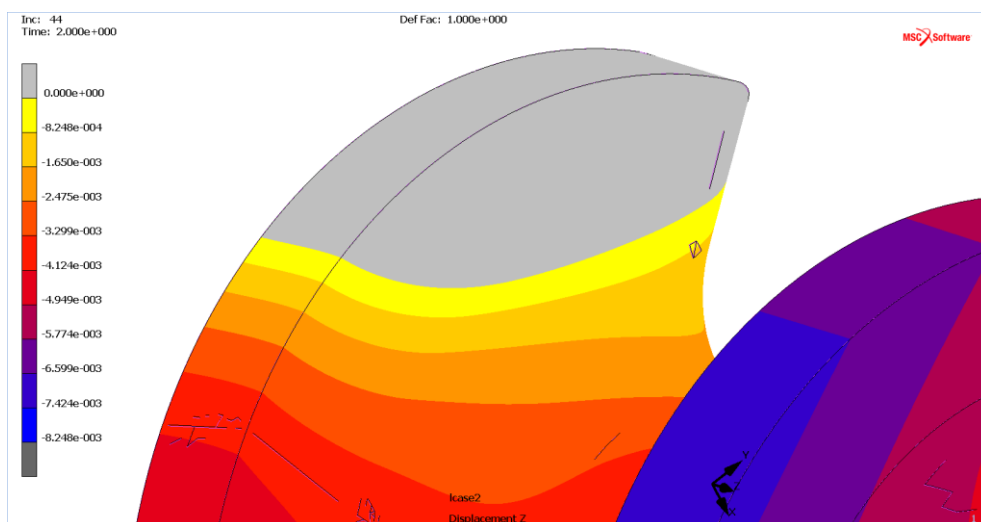
Obr. 11.3. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) – kladné.



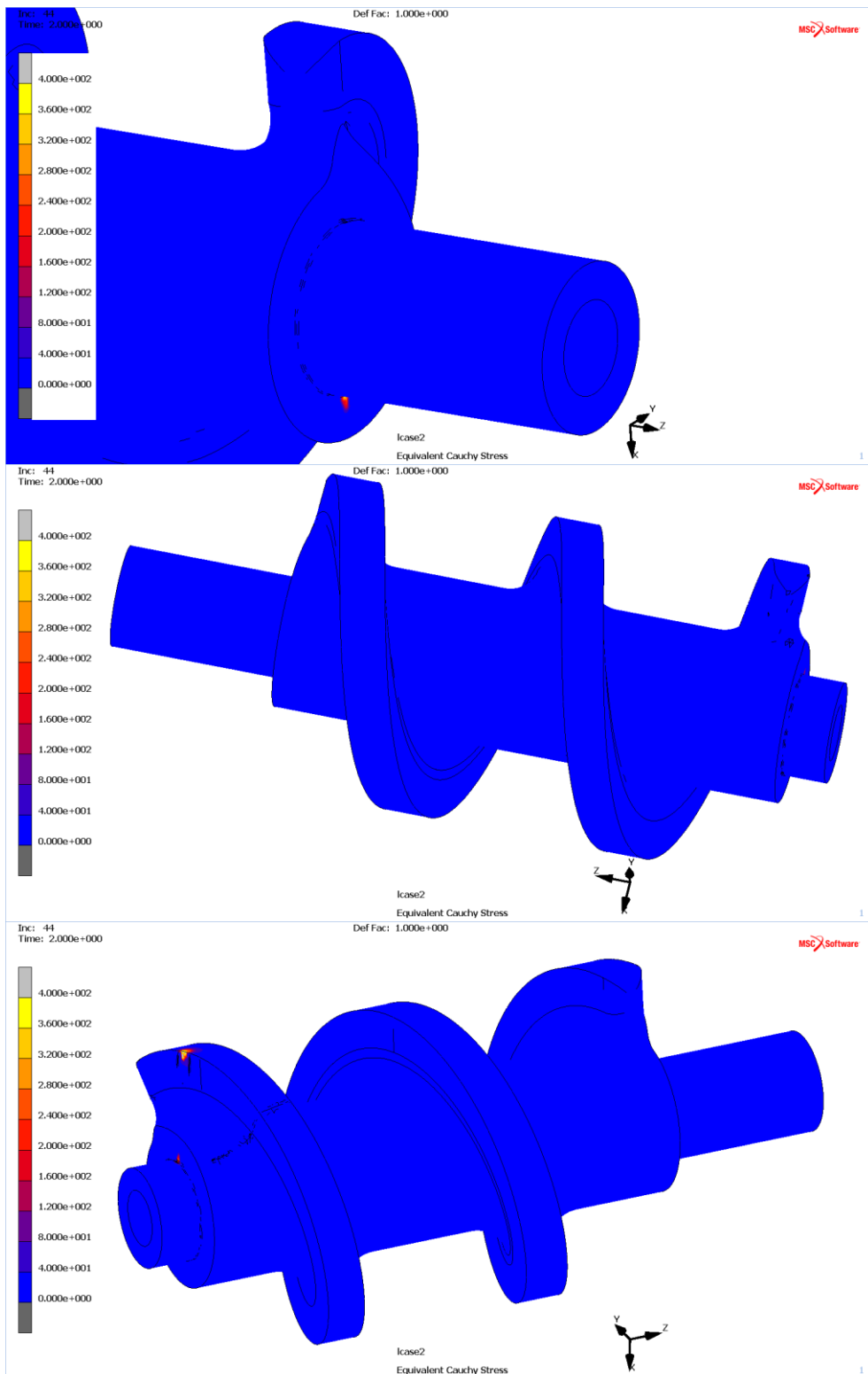
Obr. 11.4. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) – záporné.



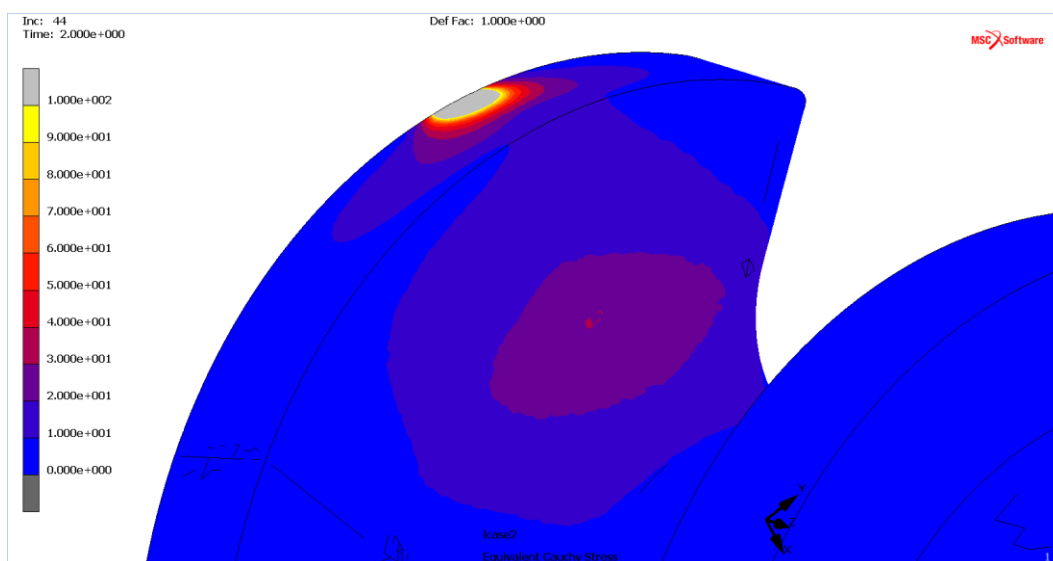
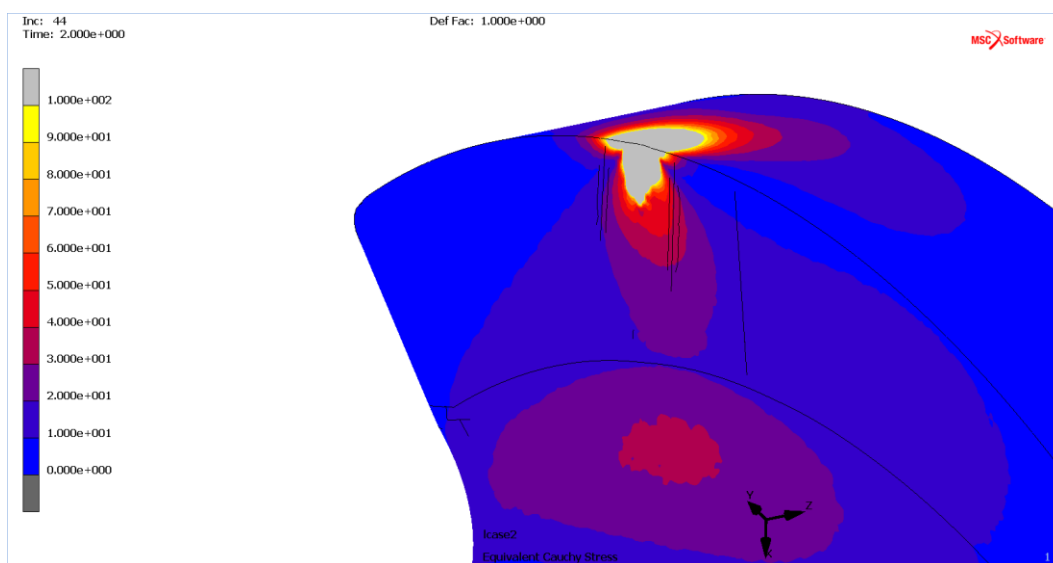
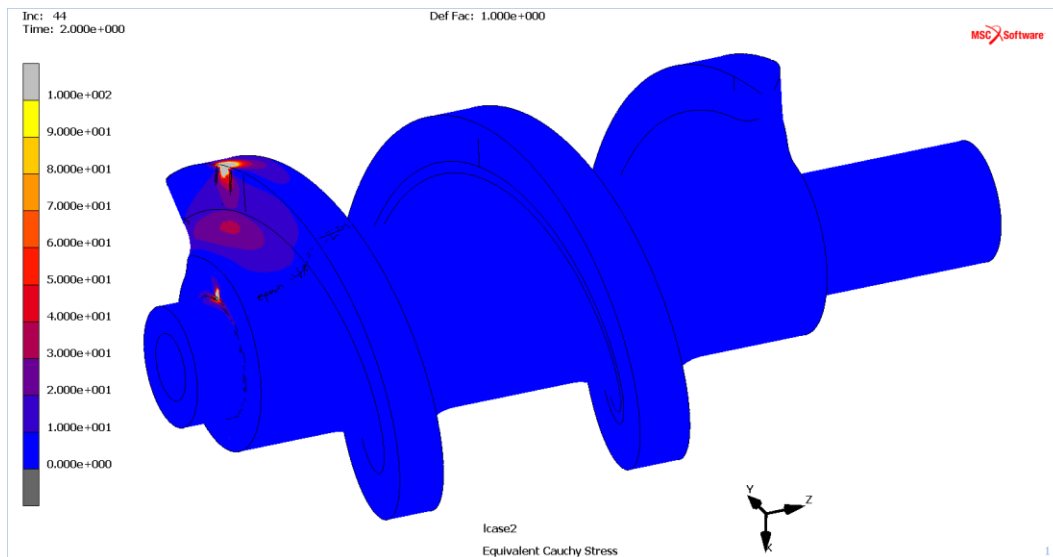
Obr. 11.5. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) - kladné.



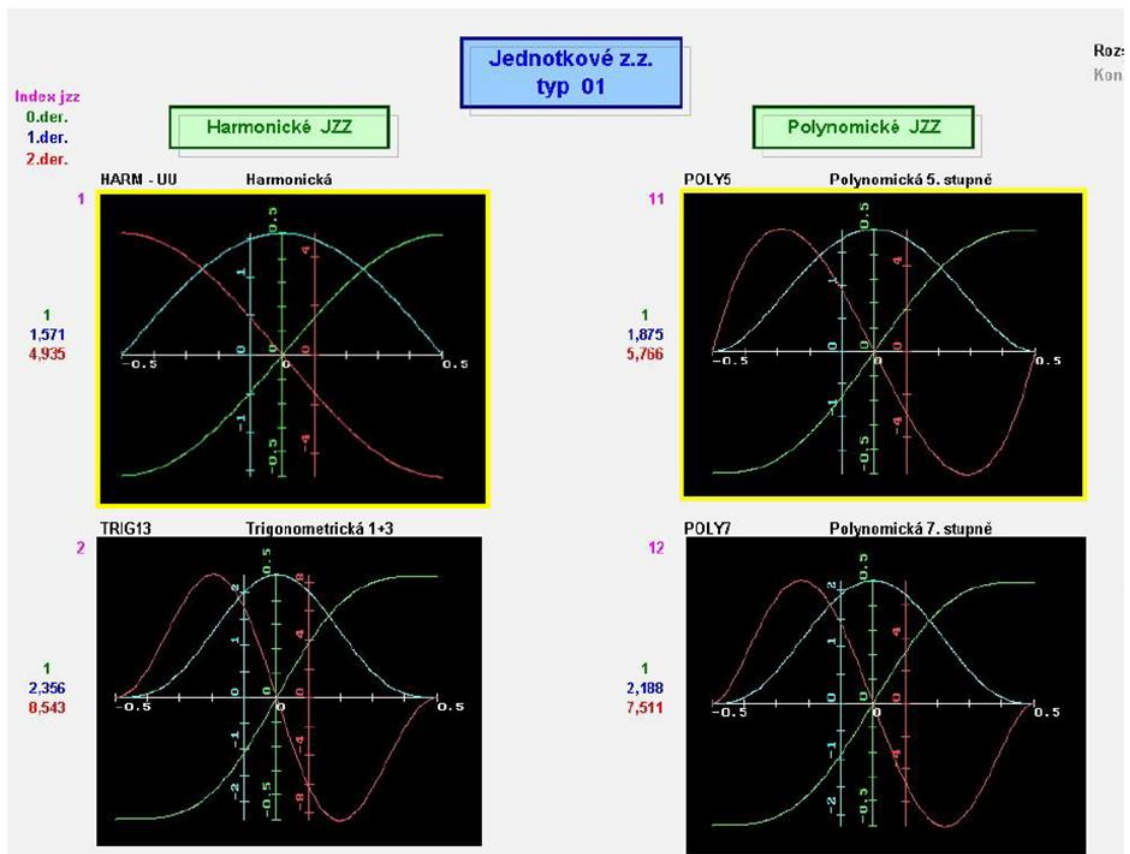
Obr. 11.6. Posuvy šneku ve směru osy Z (osa šneku) – záporné.



Obr. 11.7. Ekvivalentní Cauchyho napětí – škála omezena mezí kluzu materiálu.



Obr. 11.8. Ekvivalentní Cauchyho napětí – škála omezena hodnotou $\sigma = 100$ MPa.

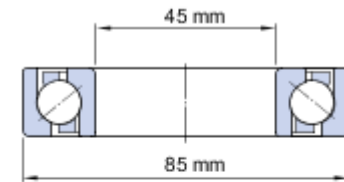


Katalog jednotkových zdvihových závislostí VÚTS (software KIN VÚTS)

Obr. 11.9. Další příklady zdvihových závislostí [4].

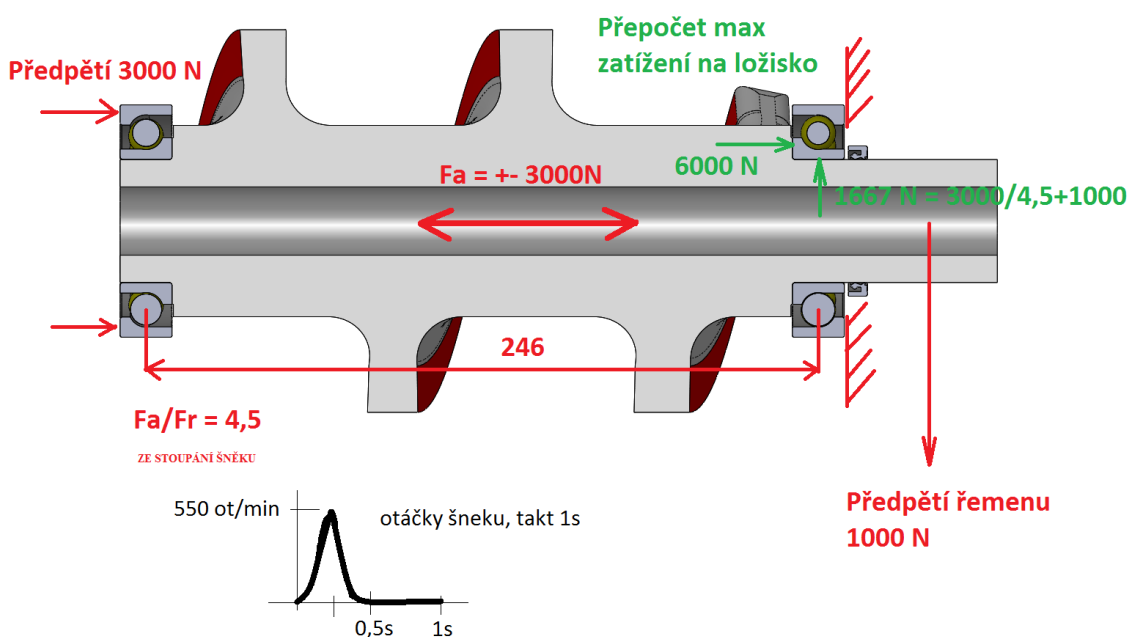
11.2.1 Ložiska

V mechanismu byla použita axiální ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7209 BECBJ. Provedl jsem jednoduchou analýzu podle SKF kalkulátoru. Cílem bylo ověřit plánovanou dlouhou životnost ložisek.



Designation	7209 BECBJ
d	45 mm
D	85 mm
B	19 mm
C	37.7 kN
C₀	28 kN
Type	Angular contact ball bearing

Obr. 11.10. Základní parametry ložiska [29].



Obr. 11.11. Prvotní odhad parametrů a zadání pro výpočet životnosti ložiska.

Standartní životnost podle normy ISO vychází na 24800 hodin při 90% spolehlivosti. To je více než dostačující, vezmeme-li v úvahu, že mechanismus polovinu

času není aktivní (obrábění). Navíc otáčky jsou počítané jako maximální a po celou dobu provozu.

Bearing life : 7209 BECBJ	
Bearing life : 7209 BECBJ	
Input parameters	
Mounting arrangement	>< Face-to-face
F_r Radial load	1.667 kN
F_a Axial load	6 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	550 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	30 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	30 mm ² /s

Result

L_{10mh} SKF rating life	289000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	11.7
κ Viscosity ratio	1.94
P Equivalent dynamic bearing load	6.53 kN
η_c Factor for contamination level	0.48
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	24.5 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	24800 hour
C/P Load ratio	9.4

Basic rating life

The basic rating life of a bearing according to ISO 281:2007 is

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

[Perform calculation](#)

If the speed is constant, it is often preferable to calculate the life expressed in operating hours using

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

where

L ₁₀	=	basic rating life (at 90% reliability) [millions of revolutions]
L _{10h}	=	basic rating life (at 90% reliability) [operating hours]
C	=	basic dynamic load rating, [kN]
P	=	equivalent dynamic bearing load [kN]
n	=	rotational speed [r/min]
p	=	exponent of the life equation = 3 for ball bearings = 10/3 for roller bearings

SKF rating life

ISO 281:2007 uses a modified life factor to supplement the basic rating life. The SKF life modification factor a_{SKF} applies the same concept of a fatigue load limit P_d as used in ISO 281:2007. Values of P_d are listed in the product tables. Like ISO 281:2007, the SKF life modification factor a_{SKF} takes the lubrication conditions (viscosity ratio κ) and a factor η_c for the contamination level into consideration to reflect the operating conditions using

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

[Perform calculation](#)

If the speed is constant, the life can be expressed in operating hours, using the equation

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

where

L _n m	=	SKF rating life (at 100 - n ¹) % reliability) [millions of revolution s]
L _n mh	=	SKF rating life (at 100 - n ¹) % reliability) [operating hours]
L ₁₀ 0	=	basic rating life (at 90% reliability) [millions of revolutions]
a ₁	=	life adjustment factor for reliability (see table 1 , values in accordance with ISO 281:2007)
a _S KF	=	SKF life modification factor, (see diagram 1 , diagram 2 , diagram 3 and diagram 4)
C	=	basic dynamic load rating [kN]
P	=	equivalent dynamic bearing load [kN]
n	=	rotational speed [r/min]
p	=	exponent of the life equation = 3 for ball bearings = 10/3 for roller bearings

[Table 2](#) provides commonly used conversion factors for bearing life in units other than million revolutions.

¹) The factor n represents the failure probability, i.e. the difference between the requisite reliability and 100%.

Obr. 11.12. Výsledky výpočtu životnosti ložiska podle SKF kalkulátoru [29].

11.3 Příloha kapitoly 3



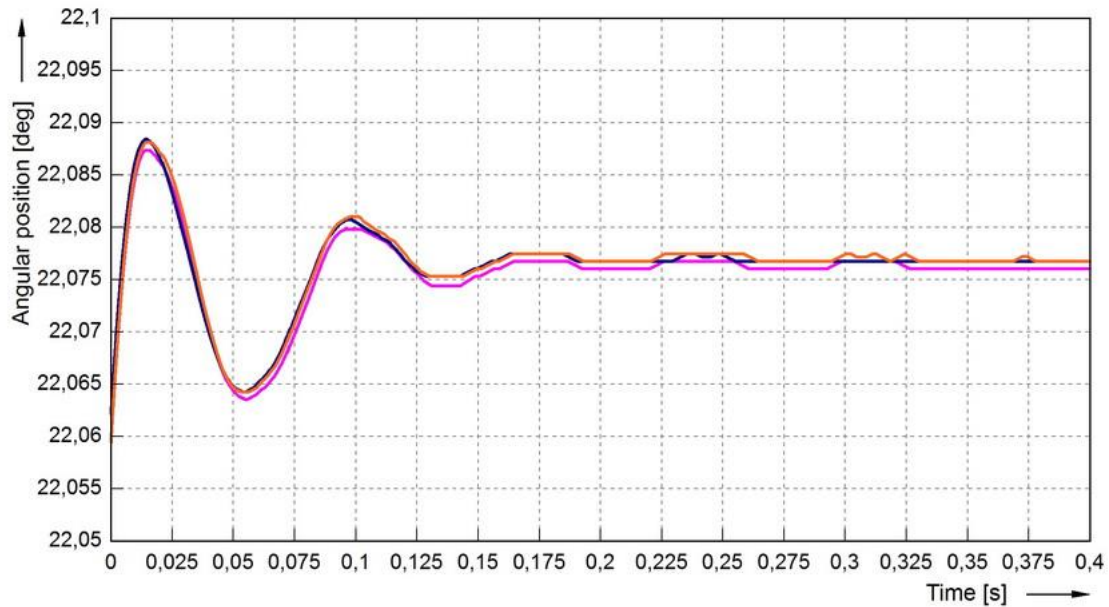
Obr. 11.13. Axiální dvojvačka před finálním broušením.



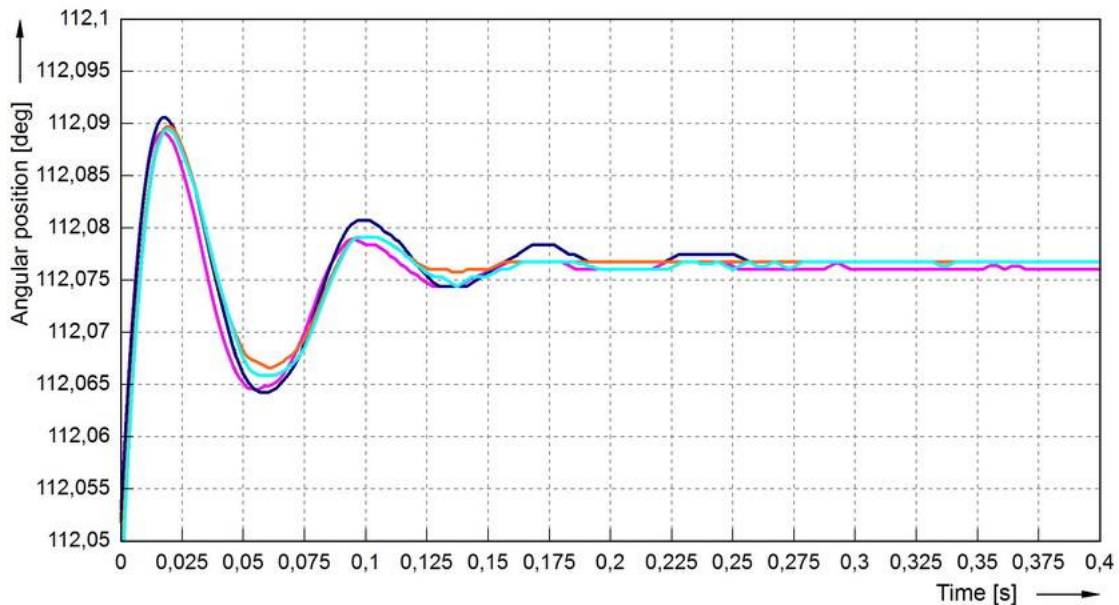
Obr. 11.14. Vyrobená axiální dvojvačka. Připravena k montáži.

11.4 Příloha kapitoly 4

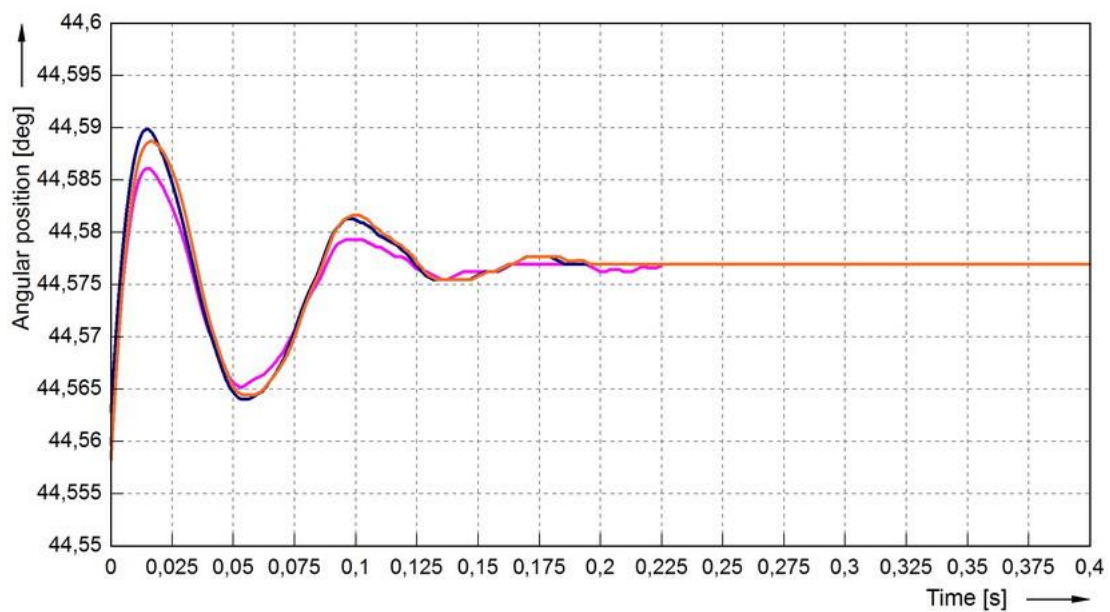
Průběhy úhlových poloh pracovního stolu při jeho zastavování v nových pozicích při přechodu do dané pozice. Poloha měřená snímačem na hřídeli hnacího šneku po přepočtu převodovým poměrem pro tři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).



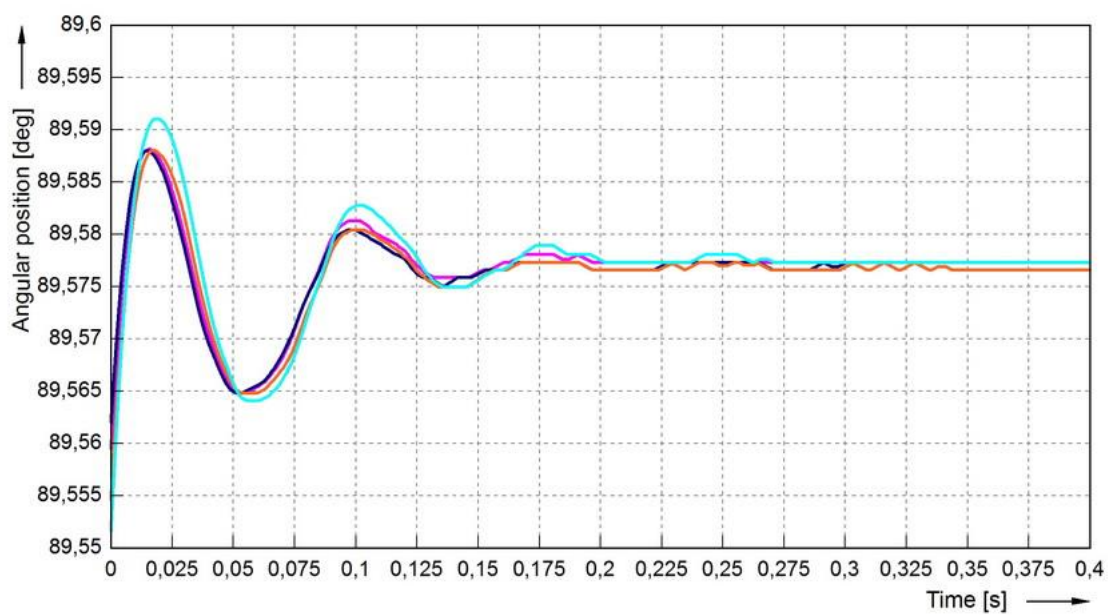
Obr. 11.16. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 1.



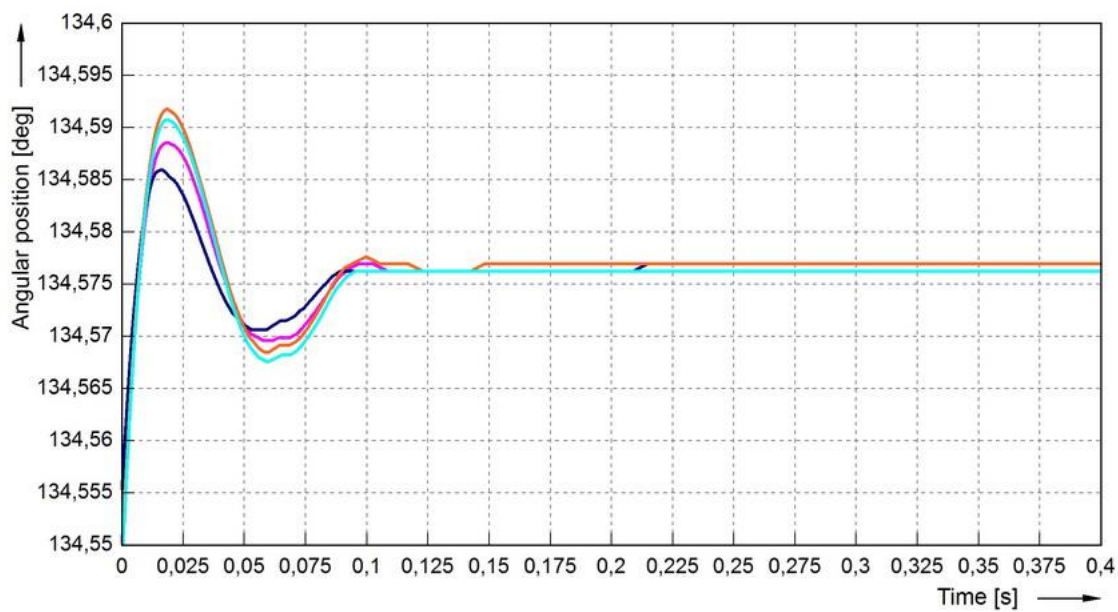
Obr. 11.17. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 2.



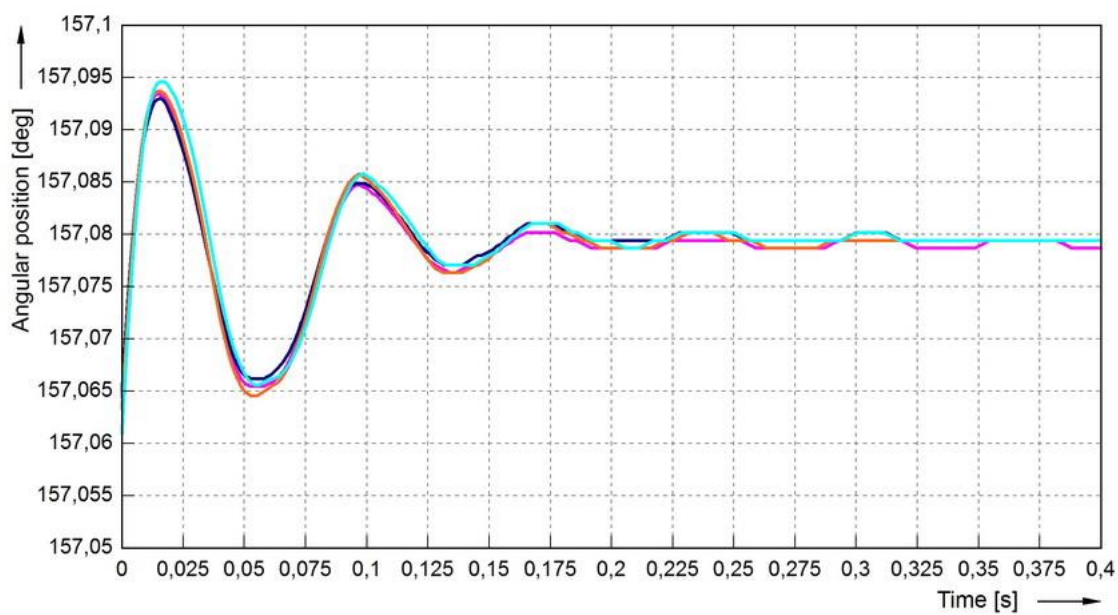
Obr. 11.18. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 3.



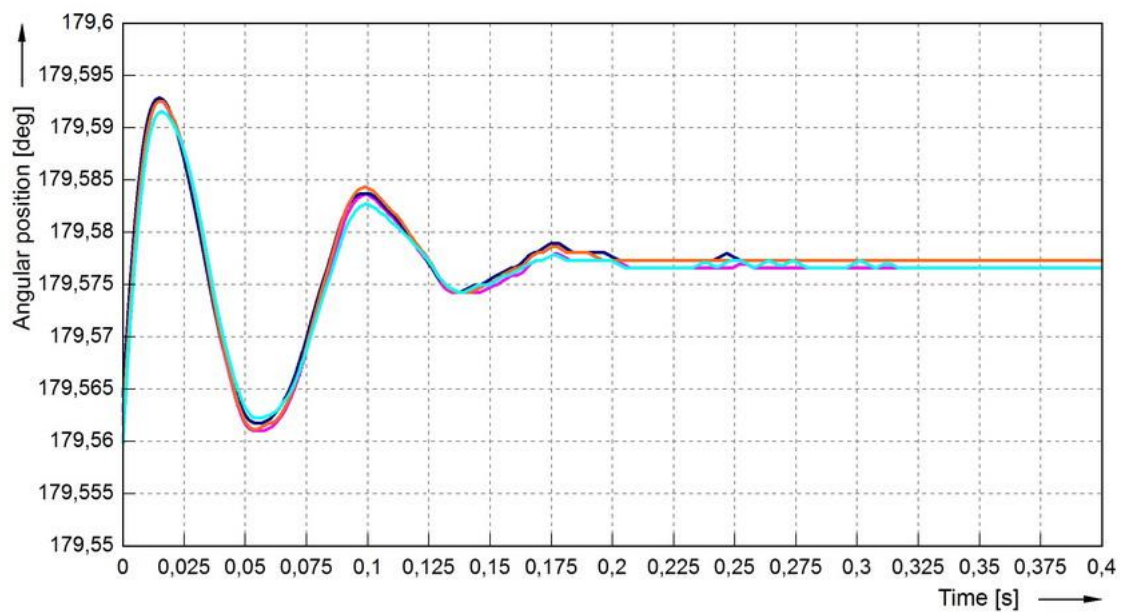
Obr. 11.19. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 4.



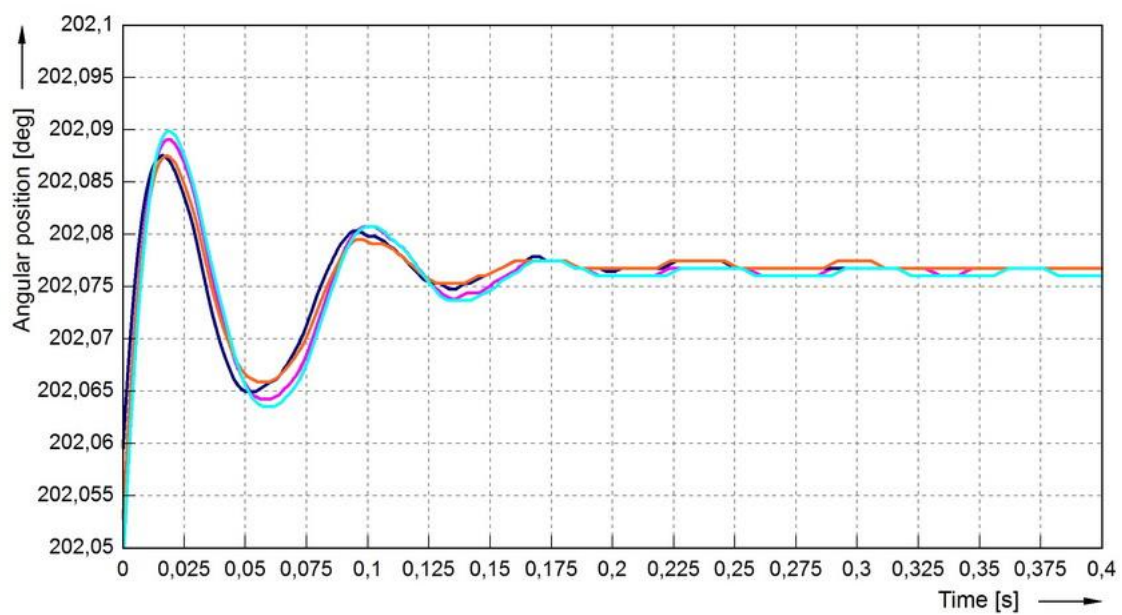
Obr. 11.20. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 5.



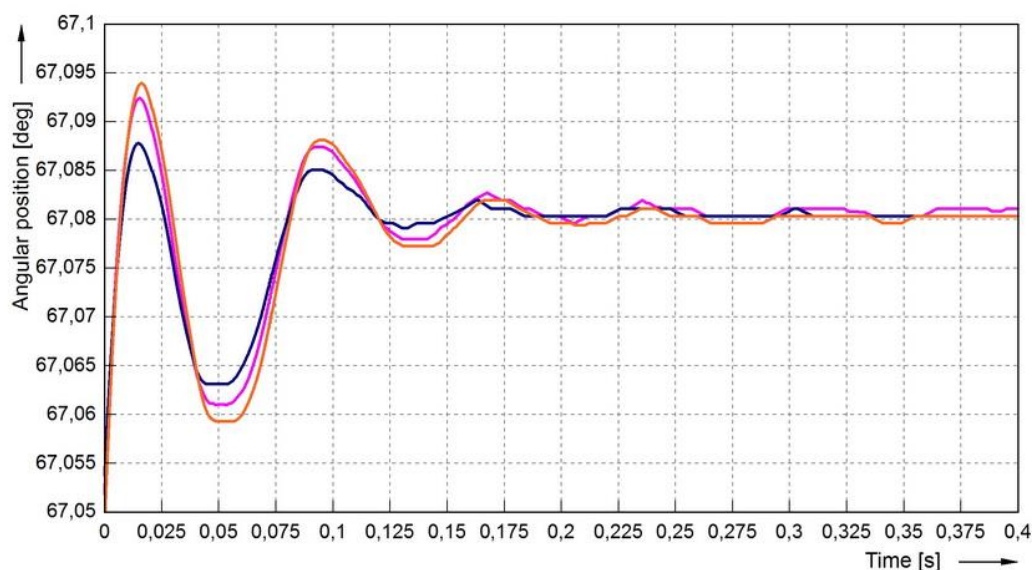
Obr. 11.21. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 6.



Obr. 11.22. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 7.



Obr. 11.23. Průběh úhlové polohy stolu při přechodu do pozice č. 8.



Obr. 11.24. Průběh úhlové polohy pracovního stolu při jeho zastavování v nové pozici při přechodu do pozice č. 2 se zvýšenou rychlostí 65 kroků/min.

Poloha měřená snímačem na hřídeli hnacího šneku po přepočtu převodovým poměrem pro tři po sobě jdoucí otáčky pracovního stolu (pořadí barev tmavě modrá, červená, oranžová).

	Motor [°]	Šnek [°]	Stůl [°]
Výchozí pozice	9,96979	7,96933	0,24741
Konečná pozice	-0,03250	-0,00351	-0,00003
Rozdíl pozic	10,00229	7,97284	0,24744
Rozdíl pozic přepočtený na stůl	0,25006	0,24915	
Vůle stůl-šnek			0,00171
Vůle stůl-motor			0,00262

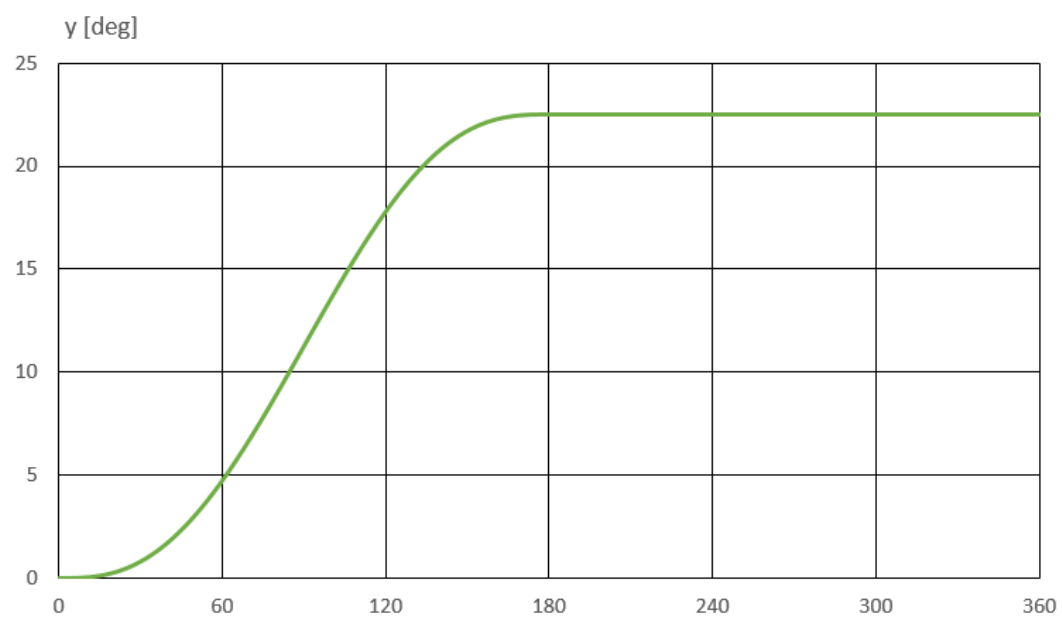
Tab. 9. Určení statické vůle mezi pracovním stolem a hnacím šnekem a mezi motorem a pracovním stolem pro pozici č. 12 se dvěma rolnami v záběru

	Motor [°]	Šnek [°]	Stůl [°]
Výchozí pozice	9,97758	7,96933	0,24741
Konečná pozice	-0,03510	-0,00351	-0,00003
Rozdíl pozic	9,98109	7,97284	0,24500
Rozdíl pozic přepočtený na stůl	0,24953	0,24915	
Vůle stůl-šnek			0,00171
Vůle stůl-motor			0,00209

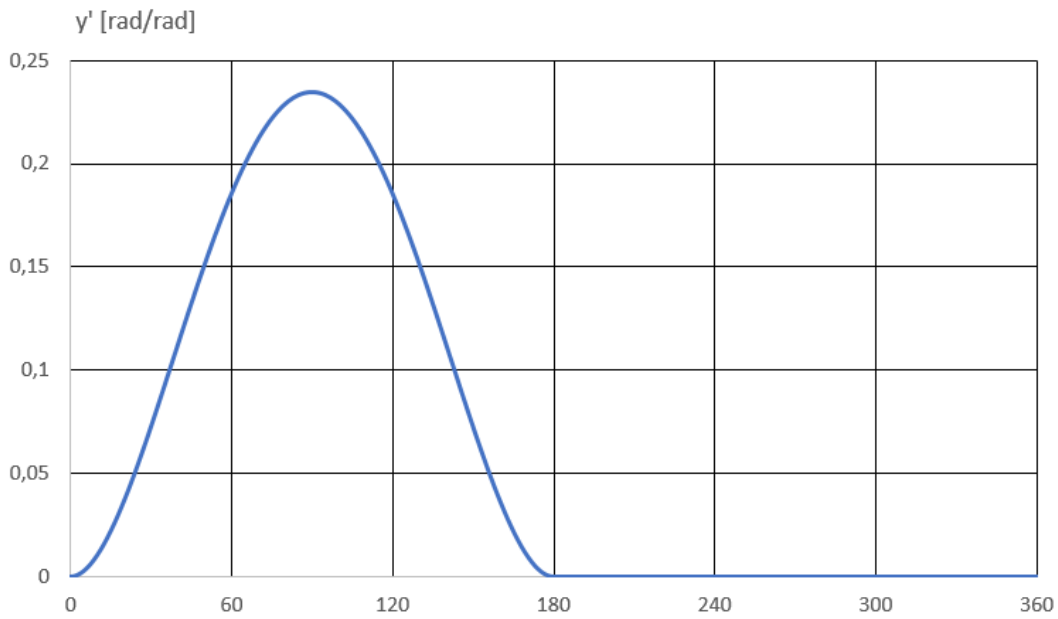
Tab. 10. Určení statické vůle mezi pracovním stolem a hnacím šnekem a mezi motorem a pracovním stolem pro polohu mezi pozicemi č. 6 a 7 s jednou rolnou v záběru

	Motor [°]	Šnek [°]	Stůl [°]
Výchozí pozice	9,96979	7,96933	0,24741
Konečná pozice	-0,03250	-0,00351	0,00241
Rozdíl pozic	10,00229	7,97284	0,24500
Rozdíl pozic přepočtený na stůl	0,25006	0,24915	
Vůle stůl-šnek			0,00415
Vůle stůl-motor			0,00506

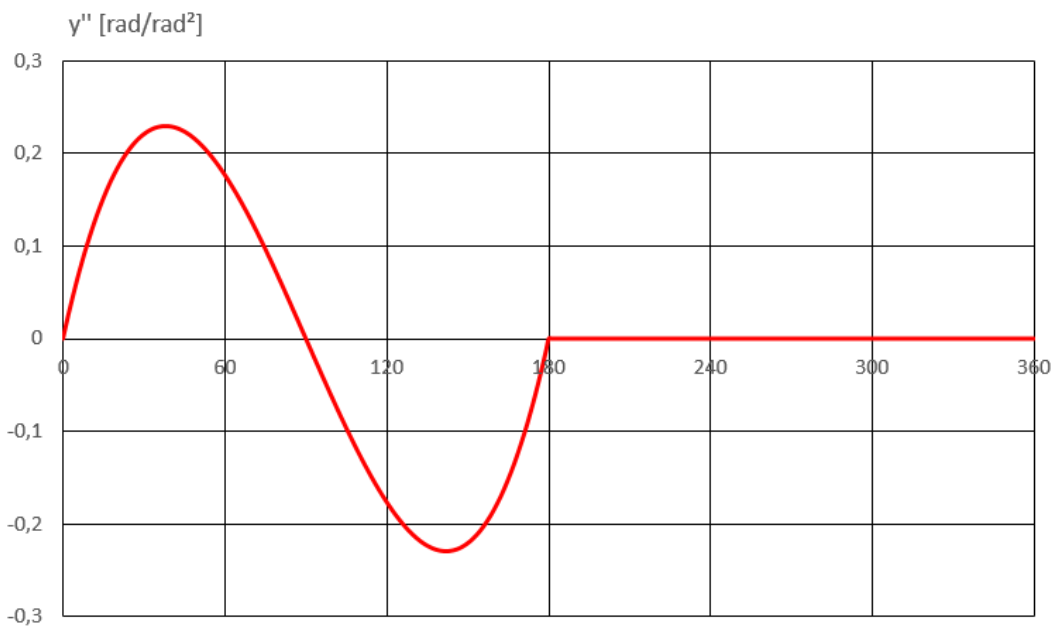
Tab. 11. Určení statické vůle mezi pracovním stolem a hnacím šnekem a mezi motorem a pracovním stolem pro polohu mezi pozicemi č. 11 a 12 s jednou rolnou v záběru



Obr. 11.25. Zdvihová závislost polohy karuselového talíře z encoderu servomotoru.



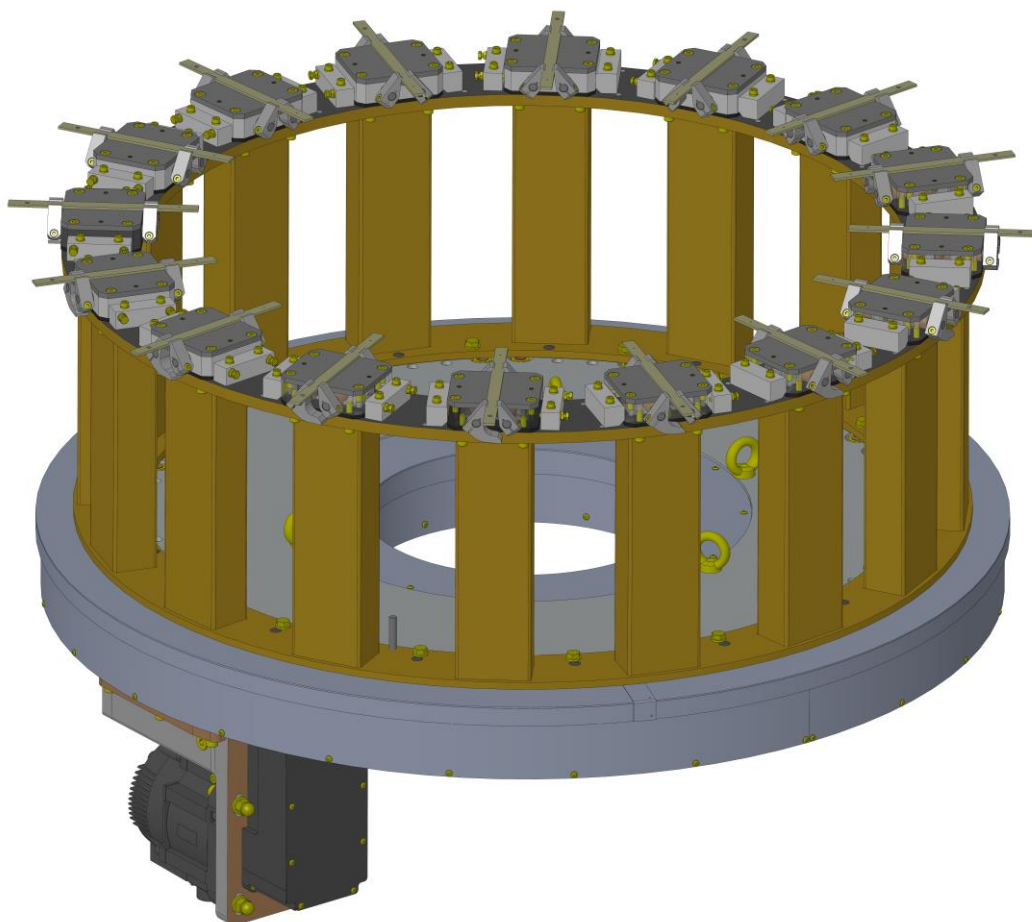
Obr. 11.26. Zdvihová závislost rychlosti karuselového talíře z encoderu servomotoru.



Obr. 11.27. Zdvihová závislost zrychlení karuselového talíře z encoderu servomotoru.

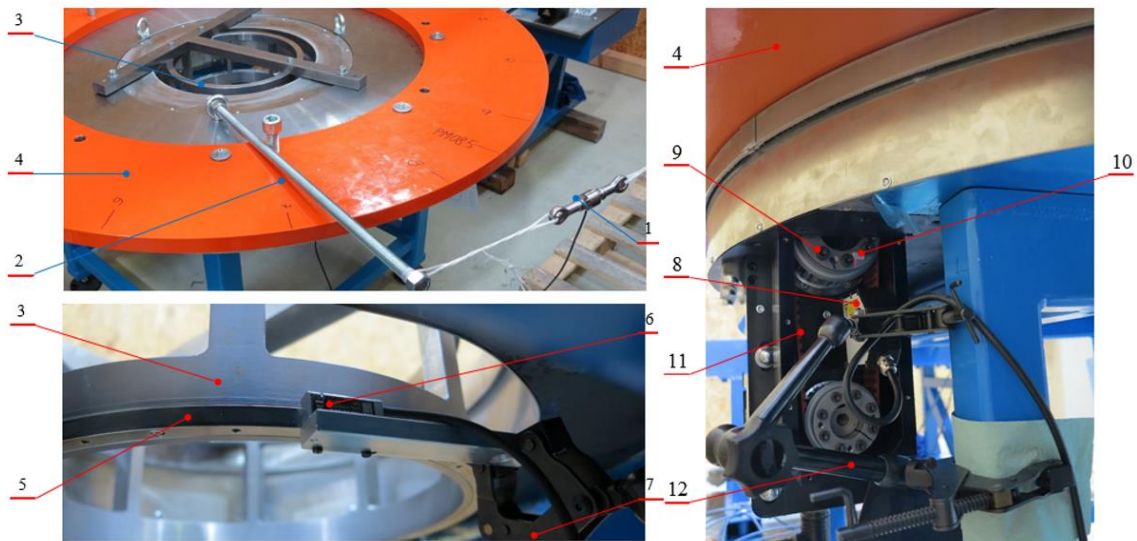
Po přepočtení je maximální zrychlení 9 rad/s^2 a rychlost $1,5 \text{ rad/s}$ talíře.

11.5 Příloha kapitoly 5



Obr. 11.28. Měření korekcí proběhlo na jednotlivých lůžkách, nesoucích přesný etalon.

11.6 Příloha kapitoly 6



Obr. 11.29. Měření karuselu II.

1. snímač síly HBM U9B, 2. páka (závitová tyč) s délkou 980 mm, 3. příruba pro uchycení kroužku Renishaw RESM40, 4. závaží karuselového stolu se označenými statickými pozicemi, 5. měřicí kroužek Renishaw RESM40, 6. měřicí hlavička Renishaw Quantic, 7. kloubový držák, 8. laserový snímač zdvihu Micro epsilon ILD2220-10, 9. pastorek řemenového převodu, 10. měřicí značka (praporek), 11. ozubený řemen, 12. kloubový držák

11.7 Příloha kapitoly 7

Parametry sériově vyráběného špičkového otočného stolu WEISS.

12	$J_{z \text{ Max}}$	21 *	62 *	116	143	260	350	495	860	2045	3325
	t_i	0.29	0.39 *	0.51	0.56	0.78	0.86	1.09	1.33	2.05	2.61
16	$J_{z \text{ Max}}$	38 *	86 *	146	180	355	435	715	1070	2540	4125
	t_i	0.28 *	0.38 *	0.49	0.54	0.75	0.83	1.05	1.29	1.98	2.52
20	$J_{z \text{ Max}}$	57 *	109 *	185	225	450	550	895	1340	3175	5160
	t_i	0.28 *	0.38 *	0.49	0.54	0.75	0.83	1.05	1.29	1.98	2.52
24	$J_{z \text{ Max}}$	65 *	135 *	225	275	540	660	1075	1605	3810	6190
	t_i	0.28 *	0.38 *	0.49	0.54	0.75	0.83	1.05	1.29	1.98	2.52
30	$J_{z \text{ Max}}$	90 *	170 *	280	345	675	825	1345	2010	4765	7740
	t_i	0.28 *	0.38 *	0.49	0.54	0.75	0.83	1.05	1.29	1.98	2.52
36	$J_{z \text{ Max}}$	110 *	205 *	340	415	815	995	1620	2415	5720	9290
	t_i	0.28 *	0.38 *	0.49	0.54	0.75	0.83	1.05	1.29	1.98	2.52

$J_{z \text{ Max}}$ = max admissible mass inertia loading (kgm²) t_i = cycle time (sec.) Depending on motor size, electronics and time optimisation settings, the cycle time measured from the start signal to the electric position indication is approx. 80 - 130 ms longer than the value specified in the table.

*EF2 or EF3 - Control recommended to minimise brake wear



TR 1100A

GENERAL INFORMATION

- Maximum recommended equipment diameter D_{ip} : approximately 2200 mm (with consulting from WEISS larger diameters are possible)

TECHNICAL DATA

U	Voltage (custom voltages available on request):	230 / 400 V
f	Frequency:	50 Hz
	Indexing precision:	36 arcsec ($\pm 18''$)
A_r	Axial run-out of the drive flange:	(at \varnothing 945 mm) 0.06 mm

LOAD DATA (for the output flange)

T_{z stat}	Static torque:	3500 Nm
M_{zT dyn}	Permitted dynamic tilting moment:	2500 Nm
F_{zA dyn}	Permitted dynamic axial force:	12000 N
F_{zR dyn}	Permitted dynamic radial force:	12000 N

Combined loads and permitted process forces only after inspection by WEISS.

Obr. 11.30. Katalogové listy otočných stolů WEISS.

Typ TR, přesně dané pozice ustavení

čas ustavení **0,54 s** = 0,44 + 0,1

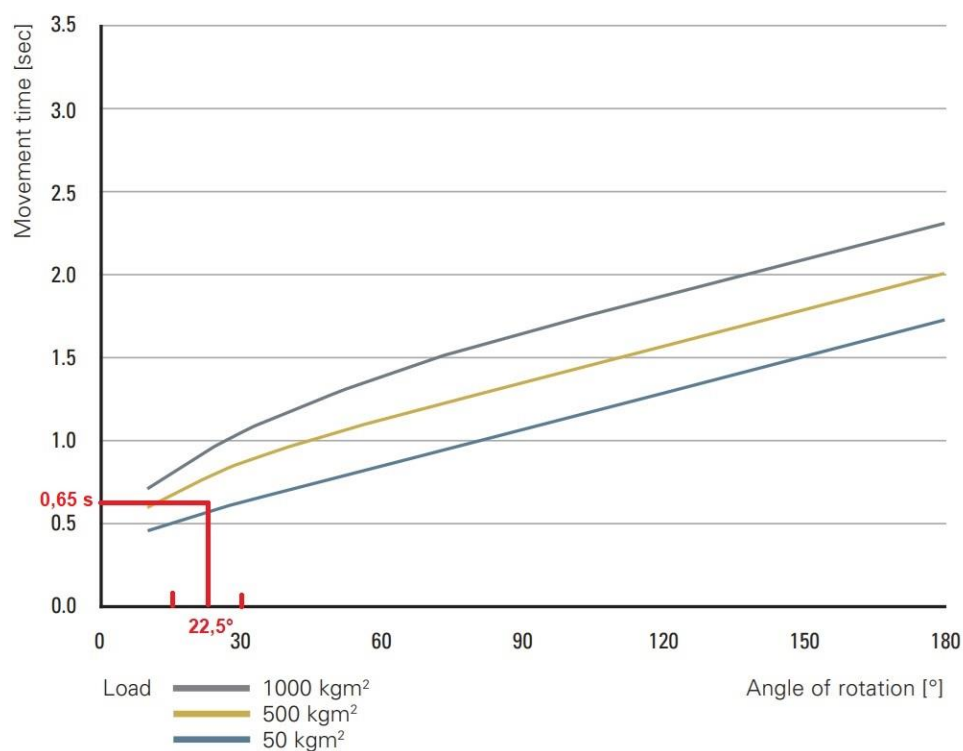
přesnost **36 arcsec**.

Typ NR, volně programovatelný

čas ustavení **0,65 s**

přesnost **36 arcsec**.

TIMING DIAGRAM



The mass moment of inertia of the aluminium rotary ring in standard dimensions is 7.0 kgm².

Obr. 11.31. Katalogový list otočných stolů WEISS. Polohovací čas v závislosti na úhlu.