

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní obor: N0715A270017S02 Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Automatická výměna nástrojů s vertikálním otočným zásobníkem

Autor: **Bc. Jan BERAN**

Vedoucí práce: **Ing. Petr BERNARDIN, Ph.D.**

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan BERAN**
Osobní číslo: **S20N0070P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Automatická výměna nástrojů s vertikálním otočným zásobníkem**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Konstrukční návrh automatické výměny, resp. jejich dílčích celků.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Konzultant – Ing. Jiří Kubíček

Zadavatel – ŠMT a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
[2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2021

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Beran	Jméno Jan		
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr		
PRACOVISTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Automatická výměna nástrojů s vertikálním otočným zásobníkem			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	83	TEXTOVÁ ČÁST	67	GRAFICKÁ ČÁST	17
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce pojednává o automatické výměně nástrojů, konkrétně se zabývá návrhem konstrukce vertikálního otočného zásobníku.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p>	<p style="text-align: center;">N ástroj, zásobník, výměna, CAD, návrh, MKP</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Beran	Name Jan	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Automatic tool change with vertical rotary magazine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	83	TEXT PART	67	GRAPHICAL PART	17
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis deals with the automatic exchange of tools, specifically dealing with the design of a vertical rotary magazine.
KEY WORDS	Tool, magaziné, Exchange, CAD, design

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D. za čas, trpělivost, odborné vedení mé práce a cenné rady, které mi poskytl.

Děkuji své rodině za podporu a zázemí poskytnuté při studiu.

Obsah

Obsah.....	5
Seznam obrázků	7
Seznam tabulek	8
Přehled použitých zkratk a symbolů.....	9
1. Úvod.....	1
1.1. Historie společnosti Škoda Machine Tool a.s. (ŠMT a.s.)	1
1.2. Horizontální vyvrtávačky společnosti ŠMT a.s.....	4
1.2.1. Stroje typu ŠMT FCW	4
1.2.2. Stroje typu ŠMT HCW 1-4	4
1.2.3. Stroje typu ŠMT HCW 2000-4000	5
1.3. Automatická výměna nástrojů	6
1.3.1. Systémy s nosnými zásobníky.....	6
1.3.2. Systém se skladovacími zásobníky	7
1.3.3. Systémy kombinované	7
1.3.4. Systémy výměny nástrojů společnosti ŠMT	7
2. Požadavky od zadavatele	8
2.1. Frézovací hlava IFVW 206 C	8
2.2. Horizontální vyvrtávací a frézovací zařízení.....	8
2.3. Kužel ISO 50 (DIN 69871 – AD 50).....	9
2.4. Vtahovací upínací čep DIN 69872	9
3. Koncepční návrh	9
3.1. Návrh funkční struktury technického systému (TS).....	10
3.1.1. Černá skříňka technického transformačního procesu provozu TS	10
3.1.2. Technologický princip technického transformačního procesu provozu TS	10
3.1.3. Technologie technického transformačního procesu provozu TS	11
4. Návrh orgánové struktury TS	12
4.1. Návrh alternativ orgánové struktury TS	12
4.2. Popis jednotlivých alternativ orgánové struktury TS	13
4.2.1. Uložení nástroje (kužele ISO 50)	13
4.2.2. Mechanismus polohování stolu	14
4.2.3. Zajištění polohy v pozici	15
4.2.4. Způsob odměřování polohy	16
4.2.5. Základní rozměry zařízení.....	17
4.2.6. Způsob krytování.....	17
4.3. Návrh jednotlivých variant TS	18
4.4. Hodnocení navržených variant orgánové struktury TS	20
5. Konstrukční návrh	21
5.1. Tělo zásobníku.....	21
5.1.1. Návrh šroubů	22
5.1.2. Návrh válcových kolíků	23
5.1.3. Návrh tloušťky stěny těla zásobníku	23
5.2. Systém uložení ISO kužele s nástrojem	23
5.2.1. Návrh uchycení systému uložení kužele k tělu zásobníku	23
5.2.2. Návrh válcových kolíků	26
5.2.3. Návrh uložení kužele.....	26
5.2.4. Návrh válcových kolíků	27
5.3. Návrh systému otáčení zásobníku	28

5.3.1.	Volba motorů.....	28
5.3.2.	Návrh ozubeného převodu	31
5.3.3.	Návrh nalisovaného spoje věnec – ozubení	32
5.4.	Návrh otočného uložení zásobníku.....	35
5.5.	Návrh krytu zásobníku.....	38
5.5.1.	Dveře krytování zásobníku.....	38
5.5.2.	Volba ložisek uložení dveří krytu	38
5.5.3.	Volba pohonu dveří krytování zásobníku	39
5.5.4.	Volba pohonu dveří krytu	40
5.5.5.	Návrh ozubeného převodu	42
5.5.6.	Řízení pohonu dveří krytu.....	42
6.	Konstrukce a montáž jednotlivých dílů zásobníku	43
6.1.	Podstavec zásobníku.....	43
6.2.	Držák motorů a ložisko.....	43
6.3.	Věnec s ozubením a ložení motorů.....	44
6.4.	Odkapová nádoba na chladicí a reznou emulzi	44
6.5.	Tělo zásobníku.....	45
6.6.	Uložení nástrojů na zásobníku.....	46
6.7.	Krytování zásobníku.....	47
6.7.1.	Dveře krytování.....	47
6.7.2.	Způsob vkládání nástrojů do zásobníku	49
7.	Metoda konečných prvků (MKP).....	50
7.1.	Úprava konstrukce jednotlivých částí na základě zjištěné deformace.....	50
7.1.1.	Úprava konstrukce podstavy zásobníku	51
7.1.2.	Úprava konstrukce věnce pro ozubení	51
7.1.3.	Úprava konstrukce těla zásobníku.....	52
7.1.4.	Úprava konstrukce systému uložení nástroje	52
7.2.	MKP kontrola optimalizovaného modelu zásobníku	53
7.2.1.	Kontrola deformace při plně naloženém zásobníku	53
7.2.2.	Kontrola deformace při prázdném zásobníku	55
7.2.3.	Kontrola deformace při excentrickém zatížení zásobníku	57
7.2.4.	Kontrola uložení kužele	59
7.3.	Shrnutí výsledků analýzy MKP.....	60
7.3.1.	Plný zásobník	61
7.3.2.	Excentrické zatížení	61
8.	SWOT analýza navrženého TS	62
9.	Technickoekonomické hodnocení navrženého TS.....	63
10.	Závěr.....	65
	Seznam příloh.....	66
	Seznam výkresové dokumentace	66
	Použitý software:.....	66
	Použité zdroje.....	67
	PŘÍLOHA č. 1.....	I
	PŘÍLOHA č. 2.....	III
	PŘÍLOHA č. 3.....	V
	PŘÍLOHA č. 4.....	VII
	PŘÍLOHA č. 5.....	X
	PŘÍLOHA č. 6.....	XIV

Seznam obrázků

Obrázek 1: Horizontální frézovací a vyvrtávací stroj (1912).....	2
Obrázek 2: Avia BH-25.....	3
Obrázek 3: Horizontka s CNC obráběním pro firmu Oto Melare.....	3
Obrázek 4: Horizontální vyvrtávačky ŠMT HCW 1-4	5
Obrázek 5: Horizontální vyvrtávačky ŠMT HCW 2000-4000	5
Obrázek 6: Revolverová hlava soustružnicko-frézovacího centra Mori Seiki NL Series.....	6
Obrázek 7: Regálový zásobník nástrojů TOS Varnsdorf	7
Obrázek 8: Výměna nástrojů ŠMT.....	7
Obrázek 9: Frézovací hlava IFVW 206 C	8
Obrázek 10: Horizontální vyvrtávací a frézovací zařízení.....	9
Obrázek 11: Držák nástroje DIN 69871	9
Obrázek 12: Vtahovací upínací čep DIN 69872	9
Obrázek 13: Černá skříňka technického transformačního procesu provozu TS	10
Obrázek 14: Technologický princip transformačního procesu provozu navrhovaného TS.....	10
Obrázek 15: Technologie technického transformačního procesu provozu navrhovaného TS.	11
Obrázek 16: Znázornění systému uložení kužele shora	13
Obrázek 17: Znázornění systému uložení kužele z boku.....	14
Obrázek 18: Schéma prstencového motoru.....	15
Obrázek 19: Příklad synchronního AC motoru s brzdou	15
Obrázek 20: Znázornění mechanismu Hirthovy spojky.....	16
Obrázek 21: Schématické zobrazení krytu s rovinnými stěnami	17
Obrázek 22: Schématické zobrazení krytu kruhového tvaru.....	18
Obrázek 23: Hodnocení variant.....	21
Obrázek 24: Tělo zásobníku (jedno patro).....	21
Obrázek 25: Potřebný prostor pro vyzdvihnutí kužele.....	22
Obrázek 26: Znázornění zatěžovací síly	24
Obrázek 27: Uložení kužele	26
Obrázek 28: Funkce technologie Master-Slave.....	28
Obrázek 29: Pracovní cyklus zásobníku	29
Obrázek 30: Kontrola ozubení v programu Autodesk Inventor	32
Obrázek 31: Vzdálenost excentrického zatížení	36
Obrázek 32: Vzdálenost mezi frézovací hlavou a kolejnicí dveří při upnutí nástroje	38
Obrázek 33: Parametry zvoleného ložiska	39
Obrázek 34: Základní rozměry C profilu	39
Obrázek 35: Minimální úhel otevření dveří krytu.....	40
Obrázek 36: Kontrola dostatečného manipulačního prostoru ve finálním modelu.....	41
Obrázek 37: Parametry koncového spínače	43
Obrázek 38: Podstavec zásobníku.....	43
Obrázek 39: Uložení ložiska a držáku motorů	44
Obrázek 40: Uložení věnec ozubení a motorů	44
Obrázek 41: Odkapová nádoba na chladicí a řeznou emulzi	45
Obrázek 42: Uložení těla zásobníku.....	45
Obrázek 43: Uložení nástrojů na těle zásobníku	46
Obrázek 44: Uložení kužele	47
Obrázek 45: Spodní díl krytování zásobníku s kolejnicí.....	47
Obrázek 46: Uložení nosných vozíků dveří krytu.....	48
Obrázek 47: Uložení motoru pro pohon dveří krytu	48
Obrázek 48: Detailní pohled na soustavu pastorek-hřeben a koncové spínače.....	49

Obrázek 49: Kompletní sestava s krytem zásobníku	50
Obrázek 50: Upravený model podstavy zásobníku	51
Obrázek 51: Upravený model věnce pro ozubení	52
Obrázek 52: Upravený model těla zásobníku	52
Obrázek 53: Upravené modely systému uložení nástroje	53
Obrázek 54: Směry kladných posunutí pro výpočet maximálního rozdílu poloh os kužele....	53
Obrázek 55: Okrajové podmínky a výstup analýzy (plný zásobník)	54
Obrázek 56: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (plný zásobník) ...	55
Obrázek 57: Detailní pohled s hodnotami posunutí v horizontálním směru (plný zásobník)..	55
Obrázek 58: Okrajové podmínky a výstup analýzy (prázdný zásobník)	56
Obrázek 59: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (plný zásobník) ...	56
Obrázek 60: Detailní pohled s hodnotami posunutí v horizontálním směru (plný zásobník)..	57
Obrázek 61: Okrajové podmínky a výstup analýzy (excentrické zatížení).....	58
Obrázek 62: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (excentrické zatížení)	58
Obrázek 63: Detailní pohled s hodnotami posunutí v horizontálním směru (excentrické zatížení)	59
Obrázek 64: Okrajové podmínky a výstup analýzy (moment od nástroje).....	60
Obrázek 65: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (zatíženo momentem od nástroje).....	60
Obrázek 66: Odchylka polohy osy nástroje způsobená přesností najetí při otočení zásobníku	62

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry	8
Tabulka 2: Morfologická matice s navrženými orgány pro realizaci stanovených funkcí navrhovaného TS.....	12
Tabulka 3: Návrh jednotlivých variant.....	19
Tabulka 4: Hodnocení jednotlivých variant	20
Tabulka 5: Vstupní parametry pro pohon otáčení zásobníku	29
Tabulka 6: Parametry zvoleného motoru a převodovky	30
Tabulka 7: Vstupní parametry nalisovaného spoje	32
Tabulka 8: Parametry ložiska RTB 460 AMS	36
Tabulka 9: Vstupní parametry pro pohon dveří	40
Tabulka 10: Důležité parametry zvolené sestavy TPMP004S	41
Tabulka 11: Vstupní parametry pro MKP působící na spodní patro.....	51
Tabulka 12: SWOT analýza v interním prostředí	62
Tabulka 13: SWOT analýza v externím prostředí.....	63
Tabulka 14: Technické požadavky na TS	63

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci
TS	Technický systém
MKP	Metoda konečných prvků
AC	Střídavý proud
NC	Číslicové řízení
SWOT	Strengths (Silné stránky)
	Weaknesses (Slabé stránky)
	Opportunities (Příležitosti)
	Threats (Hrozby)

1. Úvod

K průmyslové výrobě neodmyslitelně patří obráběcí stroje. Se snahou snižovat časy technologických operací jde ruku v ruce snaha snižovat časy mezioperační. Mezi takové patří výměna nástrojů.

Pro snížení času výměny nástroje, ale i pro vyšší bezpečnost obsluhy byly tyto systémy automatizovány a způsobů je nepřehledné množství. Každý ze systémů má své uplatnění a možnosti využití na určitých strojích a technologických operacích.

V případě této diplomové práce se jedná o vyvrtávací zařízení menších rozměrů, u kterých je využití závěsného systému složité z důvodu velkých rozměrů tohoto systému. Diplomová práce pojednává o konstrukčním návrhu takového zásobníku nástrojů, který bude možné umístit do pracovního prostoru stroje. Nástroje budou vyzvedávány ze zásobníku přímo vřetenem stroje, nebo přidavným zařízením (frézovací hlavou od společnosti ŠMT a.s. s označením IFVW 206 C)

Mezi nejdůležitější parametry navrhovaného zásobníku patří výška, přesnost najetí vřetene, hmotnost nástroje a klopný moment od nástroje. Jelikož se jedná o obráběcí zařízení menších rozměrů, výška zásobníku (nejvyšší místo uložení nástroje) nad podlahou pracovního prostoru stroje nesmí přesáhnout maximální hodnotu. Přesnost najetí vřetene pak představuje rozdíl poloh os uložení ISO kuželů s nástrojem při jednotlivých zátěžných stavech. Hmotnost nástrojů hraje roli pro zatížení celkové konstrukce ale i pro navržení uložení kuželů s nástroji. Pro uložení kužele musí být kromě hmotnosti uvažován i klopný moment od nástroje. V neposlední řadě musí být prostor pro uchopení kužele uzpůsoben pro již zmiňované přidavné zařízení frézovací hlavy s označením IFVW 206 C.

Téma je zpracováno pro společnost ŠMT a.s.

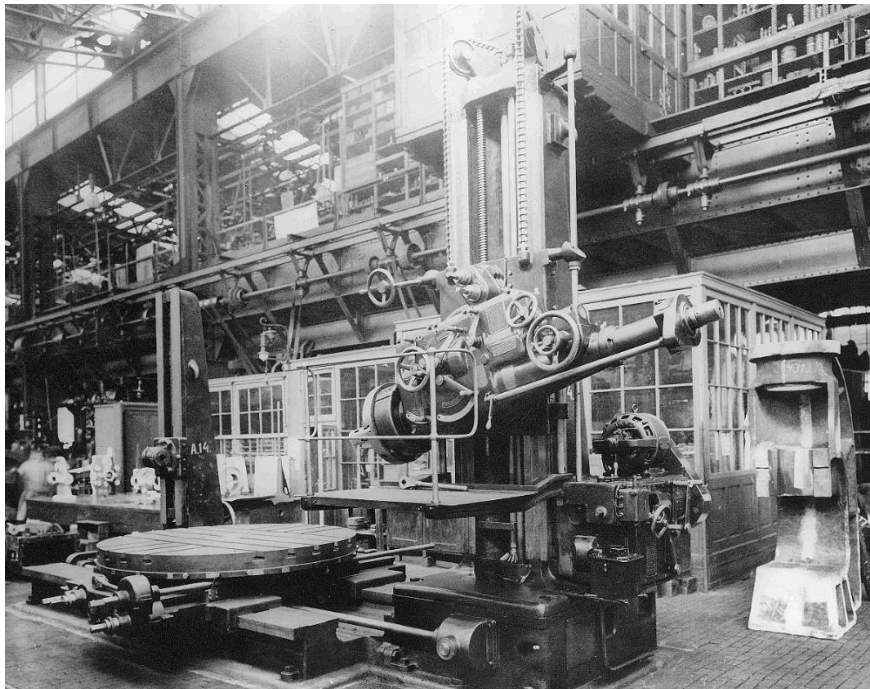
1.1. Historie společnosti Škoda Machine Tool a.s. (ŠMT a.s.)

ŠMT a.s. je jedním z nejvýznamnějších světových výrobců těžkých horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů, těžkých soustruhů, otočných stolů, speciálního příslušenství a dalších zařízení. [3] V roce 1859 založil v Plzni hrabě Valdštejn Škodovy závody, na které akciová společnost ŠMT a.s. navázala svou strojírenskou výrobou.

Světového věhlasu a úspěchů však strojírný dosáhly až příchodem Emila Škody. Do strojírenských závodů nastoupil nejprve jako hlavní inženýr, tři roky na to (r. 1869) strojírný koupil a dal jim své jméno. Továrna, ve které tehdy pracovalo 100 lidí, zažila za jeho vedení velký dynamický rozvoj v mnoha strojírenských odvětvích. V osmdesátých letech devatenáctého století vybudoval moderní ocelárnu, která našla uplatnění při výrobě velkých ocelových odlitků a výkovků. Již v těchto letech strojírný exportovaly do celého světa. Byly zde vyráběny součásti zdymadel, elektráren, cukrovarů, pivovarů, parních strojů, mostních konstrukcí nebo lodí.

Akciová společnost se ze závodů stala roku 1899. Prvenství zaujaly Škodovy závody již před první světovou válkou ve zbrojním průmyslu Rakouska – Uherska. Byla zde vyráběna výzbroj pro námořnictvo i pozemní techniku. V této době Škoda zaměstnával 35 tisíc lidí. Po roce 1918 se Škodovka stala mnohaoborovým koncernem.

Do sortimentu výroby byly přidány například parní a později elektrické lokomotivy, které byly vyváženy nejen do celé Evropy, ale i do Číny, Kolumbie nebo Ameriky. V roce 1911 Škodovy závody začaly s vývojem a výrobou vlastních obráběcích strojů. V roce 1920 vznikly první soustruhy pro opracování klikových hřídelů. [2]



Obrázek 1: Horizontální frézovací a vyvrtávací stroj (1912)

Značka Škodových závodů, jak jí známe dnes, byla zapsána do obchodního rejstříku roku 1923. Každá část okřídleného šípů v kruhu má své opodstatnění. Šíp symbolizuje rychlost, křídla pak volnost a pokrok, kruh je symbolem jednoty, úplnosti a harmonie. Poslední oko v křídle symbolizuje vnitřní sílu a přesnost. Autorem loga je František Michal. [5]

Logo Škodových závodů bylo poprvé k vidění v roce 1926 na první trojčlité lokomotivě přezdívané Mikádo. Elektrická rychlíková lokomotiva následovala již o rok později. Modrý šíp, bylo označení pro velmi spolehlivý kolejový vůz, se spalovacím motorem, který si získal velké obliby. V následujících letech ve Škodovce vznikly první trolejbusy a tramvaje. [2] Po fúzi s automobilovým podnikem Laurin & Klement v roce 1925, se začala společnost zajímat o vývoj a výrobu užitkových automobilů. K tomuto sjednocení došlo po tom, co se automobilka dostala do velkých finančních problémů po rozsáhlém požáru. Brzy poté vyjely z plzeňského závodu oblíbené modely jako Škoda 420 (později Škoda Popular), Škoda Superb, Škoda Rapid, a v roce 1936 Škoda Favorit. [4]

Koncernem Škoda byla v roce 1927 založena akciová Československá letecká společnost. Mezi první modely patřila Avia B.H.25. Výroba byla soustředěna na mezinárodní leteckou dopravu. Svoji činnost však po druhé světové válce neobnovila. [6]



Obrázek 2: Avia BH-25

Během okupace a druhé světové války byl celý koncern Škoda součástí zbrojního průmyslu nacistického Německa. Zbrojní výroby byla rozšířena na dělostřelecké zbraně, granáty, minomety, houfnice, polnice a protitanková děla. Výroba byla dána německou dokumentací. Vyráběly se zde také lokomotivy německé konstrukce. [1] V roce 1940 byly do sortimentu přidány elektromotory. [2] V této době pracovalo ve Škodovce 12 tisíc lidí, avšak po bombardování spojenci byla velká část závodu zničena. Výroba byla velmi rychle obnovena a po válce byl podnik zestátněn. Jednotlivé části podniku se postupně osamostatnily, jako například automobilka v Mladé Boleslavi, nebo letecká továrna Avia v Praze.

V plzeňském podniku se výroba začala zaměřovat na těžké strojírenství, dopravní prostředky pro hromadnou dopravu, energetiku a průmyslovou výstavbu. [1] Mezi první mezinárodní úspěchy v této době patřila horizontální vyvrtávačka Škoda WD 200, která na výstavě Expo v Bruselu získala zlatou medaili. S postupnými inovacemi jich bylo do roku 1974 vyrobeno rekordních 1200 ks. [7]

Světovým unikátem se v sedmdesátých letech stala těžká horizontka, která byla jako první ovládána CNC systémem. [2] Vývoz výrobků Škodovka od osmdesátých let rozšířila do zemí RVHP ale také do dalších zemí Evropy, Asie, Ameriky i Afriky. Výroba zahrnovala stroje a zařízení z mnoha odvětví. V roce 1990 ze státního podniku vznikla akciová společnost Škoda, koncern, Plzeň. V následujících letech proběhla privatizace.

V roce 1994 dostala společnost název Škoda a.s. Po reorganizaci byla rozdělena na 25 dceřiných společností s kumulovanou ztrátou 13 miliard korun. Po neúspěšné snaze o stabilizaci byl na Škodu v roce 2001 vyhlášen konkurz a byla přejmenována podle většinového vlastníka na Škoda Holding, a.s. a Škoda Investment, a.s. [1]



Obrázek 3: Horizontka s CNC obráběním pro firmu Oto Melare

ŠMT a.s. vznikla roku 1993 sloučením podniků Obráběcí stroje Škoda a německé firmy Dörries Scharman. [2] Roku 1996 po vyhlášení bankrotu německé firmy převzala Škoda a.s. majoritní podíl společnosti. [1] V následujících letech firma rozšířila výrobu o soustruhy typu SROV a horizontky s označením HCW a FCW.

ŠMT a.s. má kromě mateřské i dvě dceřiné společnosti v Čínské lidové republice a Ruské federaci. Každá z nich má své zaměření. V dnešní době společnost exportuje do čtyřiceti zemí světa. Ročně je vyrobeno 20 až 25 strojů. Nechybí ani spolupráce s vybranými vysokými a středními školami v ČR. Mezi současný sortiment patří Soustruhy typu SR, frézovací stroj FC, multifunkční stroj S-MT, horizontální vyvrtávačky FCW a HCW, portály WP a WPA, otočné a posuvné stoly a nespočet příslušenství k vyráběným strojům. Společnost klade také velký důraz na vývoj technologií a nových možností konstrukce. Tím si udržuje náskok v technické úrovni svých produktů. Průmysl 4.0 a další trendy průmyslové revoluce již společnost aplikuje při řízení produkce pomocí moderní techniky. Přitom čerpá z mnohaletých zkušeností a tradice podniku. [3]

1.2. Horizontální vyvrtávačky společnosti ŠMT a.s.

Horizontální vyvrtávačka je označení pro stroj, který je určen pro přesné obrábění rozměrných a často tvarově nepravidelných obrobků. Obvyklým nástrojem je vyvrtávací tyč, nebo nůž na lící desce. Je však možné pracovat i s běžnými nástroji jako jsou vrták, výstružník, nebo závitník. Ke speciálnímu příslušenství pak patří otočné hlavy, které se montují na smykadlo nebo přírubu vřeteníku. Základní části stroje jsou vřeteník s výsuvným vřetenem, stojan a stůl. Vyvrtávačky se dělí na základní typy podle umístění pohybových os. Stolová vyvrtávačka je charakteristická vodorovným ložem, po kterém se pohybuje otočný stůl příčným posuvem. Stojan je umístěn na koci lože a po něm se pohybuje vřeteník ve svislém směru. Vyvrtávačky s příčným stolem (někdy také T vyvrtávačky) disponují dvěma vodorovnými loži do T. Příčné lože slouží pro pohyb otočného stolu, po podélném loži se pohybuje stojan se svisle přestavitelným vřeteníkem. Deskové vyvrtávačky jsou charakteristické pevně uloženým nepohyblivým stolem, po příčném loži se pohybuje stojan s vřeteníkem a výsuvným smykadlem. Doplnkem pak může být k upínací desce otočný stůl. [8]

1.2.1. Stroje typu ŠMT FCW

Tyto stroje nachází uplatnění při obrábění materiálů jako je litina, speciální plastické hmoty nebo GFK. Jsou ideálním řešením pro výrobu složitých tvarů obrobků pro energetiku, chemického či těžebního průmyslu nebo dopravní či lodní techniky. Valivé vedení, které je využito pro posuv všech pohyblivých částí, zajišťují vysokou spolehlivost, snadnou údržbu a výhodný poměr cena/výkon. Pro přesné polohování je využito systému Master-Slave. V případě odměřování výsuvu pinoly je zde patent ŠMT s odměřovacími pravítky HEIDENHAIN a kompenzací tepelné dilatace. [9]

1.2.2. Stroje typu ŠMT HCW 1-4

Třístupňová převodovka těchto strojů umožňuje přenášet na vřeteno nebo na nástroj extrémně vysoké momenty ale i velmi vysoké otáčky. Proto jsou vhodné jak pro hrubování, tak i pro dokončovací operace. Plně hydrostatické vedení všech supportů, mocně žebrované odlitky a přesnosti obrábění v mikronech zajišťují stabilitu i při dlouhodobém používání. [9]



Obrázek 4: Horizontální vyvrtávačky ŠMT HCW 1-4

1.2.3. Stroje typu ŠMT HCW 2000-4000

Díky dvoustupňové převodovce vestavěné do pinoly je možné u tohoto typu stroje dosáhnout extrémních výsuvů pinoly (Z) a vřetene (W). Společně s vysokootáčkovým vřetenem je pomocí tohoto stroje možné využít moderních způsobů obrábění jako je HFC, HSC a další. Hydrostatické uložení všech pohyblivých os zajišťuje velmi dobrou tuhost stroje. K dalším přednostem patří vysoké posuvové rychlosti a moderní řešení kompenzace padání pinoly, díky kterému dosahují ŠMT stroje mikronové přesnosti, i při největším vysunutím pinoly. [9]

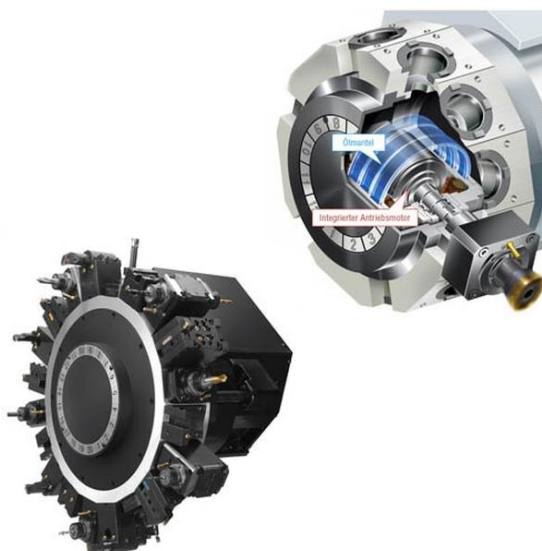


**Obrázek 5: Horizontální vyvrtávačky
ŠMT HCW 2000-4000**

1.3. Automatická výměna nástrojů

Příchod automatické výměny nástrojů do průmyslu v oboru obrábění přinesl snížení výsledné ceny a zvýšení produktivity práce díky snížení výrobního času na minimum. Automatická výměna nástroje je založena na vyjmutí nástroje z vřetena, v jeho uložení do zásobníku a jeho uložení zpět do vřetena bez pomoci lidské práce. Největší nároky se u tohoto systému kladou na čas výměny z řezu do řezu, nesmí omezovat pracovní prostor, dostatečná kapacita zásobníku, nástroj musí být tuhý a nenáročný na servisní údržbu.

U moderních obráběcích strojů jsou veškeré nástroje umístěny v zásobníku o kapacitě 15-100 nástrojů. Zásobník může být umístěn na stojanu nebo stole stroje, na pracovním vřeteníku nebo i mimo stroj. Podle konstrukce se zásobníky dělí na revolverové, bubnové, deskové, voštinové, regálové a řetězové. V dnešní době se u automatické výměny nástrojů upouští od dopravního manipulátoru, někdy i od manipulátoru pro výměnu nástrojů. Z tohoto hlediska a konstrukce se dají rozdělit na tři základní skupiny. [10]



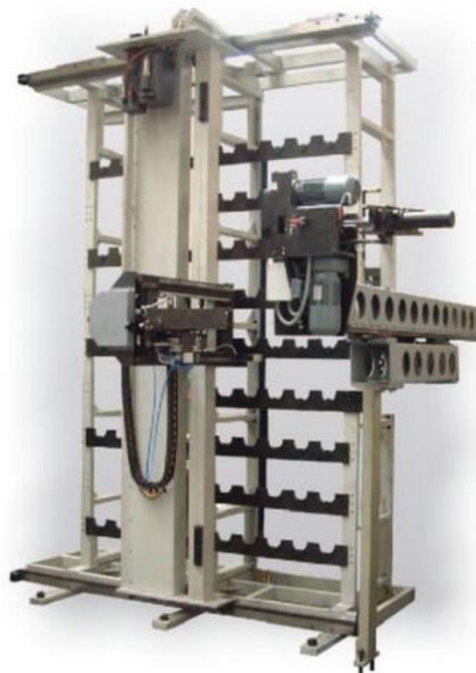
**Obrázek 6: Revolverová hlava soustružnicko-
frézovacího centra Mori Seiki NL Series**

1.3.1. Systémy s nosnými zásobníky

Zásobníky malých rozměrů umístěvané přímo na vřeteno stroje se vyznačují menší kapacitou nástrojů. Výhodou tohoto umístění zásobníku je zmenšení půdorysu stroje. Nosné zásobníky se nejčastěji používají s pevně upnutými nástroji, tzv. revolverové hlavy. Typickými představiteli jsou nožové a revolverové hlavy soustružnických center. Například do revolverové hlavy soustružnického centra Mori Seiki NL Series (dnes DMG MORI) je možné uložit až 20 nástrojů, navíc všechny pozice pro nástroje mají možnost poháněného nástroje. [10]

1.3.2. Systém se skladovacími zásobníky

Tyto zásobníky nachází uplatnění při obrábění skříňových a prizmatických obrobků. Skladovací zásobníky mohou mít různé konstrukční uspořádání i složitost. Nejsložitější typy těchto zásobníků se skládají ze skladovacího zásobníku, dopravního manipulátoru pro přenos nástroje do místa výměny a manipulátoru pro výměnu nástrojů v pracovním místě. Podle kapacity nástrojů je lze rozdělit na maloobjemové a velkoobjemové. Oba typy systému výměny nástrojů má nevýhodu v kapacitě (20-50 nástrojů), která se projeví při změně vyráběné součásti. [10]



Obrázek 7: Regálový zásobník nástrojů TOS Varnsdorf

1.3.3. Systémy kombinované

Kombinací zmíněných systémů vznikají zásobníky kombinované, které disponují zpravidla jedním nebo více skladovacími zásobníky a jedním či více vřeteny. Vřeteno nahrazuje pracovní pohyb manipulátoru, zásobník tedy musí být umístěn v pracovní části stroje. Tato kombinace zkracuje čas výměny nástroje a zvyšuje kapacitu zásobníku. [10]

1.3.4. Systémy výměny nástrojů společnosti ŠMT

ŠMT nabízí systémy automatické i robotické výměny nástrojů do vřetene stroje nebo do vřetene různých frézovacích hlav. Pro automatickou výměnu nástrojů je využíváno řetězových zásobníků umístěných přímo na věži stroje nebo regálových zásobníků, které se umísťují mimo stroj. Výhodou robotické výměny nástrojů je možnost výměny pod jakýmkoli úhlem. Díky tomu zákazník ušetří čas potřebný k příjezdu a polohování hlavy do nakládací polohy. Kapacita zásobníku je pak teoreticky neomezená. Robotická ruka dále umožňuje například detekci poškozeného nástroje. [11]



Obrázek 8: Výměna nástrojů ŠMT

2. Požadavky od zadavatele

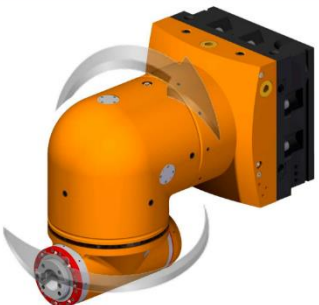
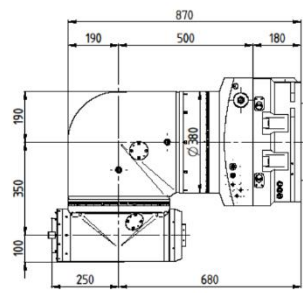
V této kapitole budou popsány parametry, které musí navržený zásobník splňovat. Konkrétně jsou tyto parametry popsány v tabulce č.1.

Tabulka 1: Zadané parametry

Parametr	
Umístění	Na konci osy X
Využití osy pro uchopení nástroje	X, Y, Z/W a otáčení zásobníku
Pohon zásobníku	AC motor
Systém řízení	Pomocí NC řízení stroje, řízení implementováno do řídicího panelu stroje
Ochrana	Ochrana nástrojů i obsluhy (krytování)
Uložení do vřetene (frézovací hlavy)	Pomocí kužele ISO 50 (DIN 69871 – AD 50)
Uchopení kužele	Pomocí vyvrtávacího vřetene nebo frézovací hlavou IFVW 206 C
Max. hmotnost nástroje	25 [kg]
Max. průměr nástroje	200 [mm]
Max. délka nástroje	300 [mm]
Max. klopný moment v uložení kužele	60 [Nm]
Tolerance uložení	0,1 [mm]
Max. výška v pracovním prostoru	3500 [mm]
Optimální počet nástrojů	40 [ks]

2.1. Frézovací hlava IFVW 206 C

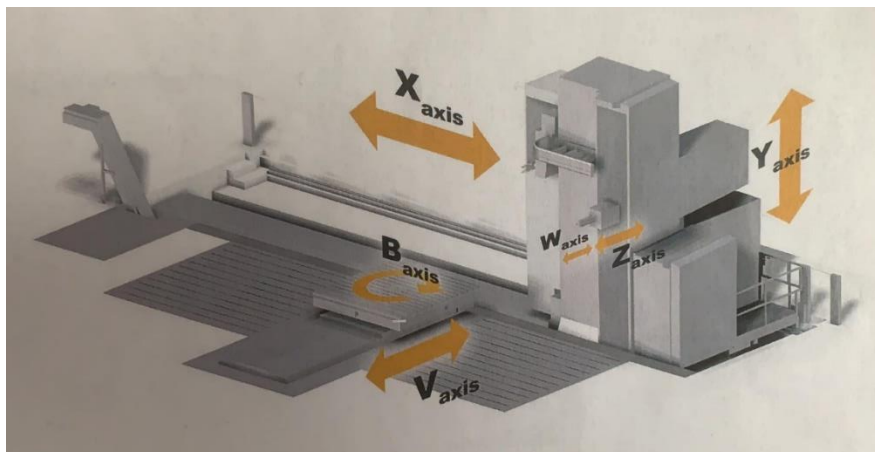
Tato frézovací hlava umožňuje natáčení ve dvou osách, které jsou na sebe kolmé. V obou osách je možná rotace 0–360°. Maximální přenášený výkon je 25 kW. Další technické údaje je možné najít na obrázku č. 10.

IFVW 206 C		Výkon	<i>kW</i>	25	
	Moment	<i>Nm</i>	1 000		
	Jmenovité otáčky	<i>min⁻¹</i>	240		
	Maximální otáčky	<i>min⁻¹</i>	3 000		
	Převod otáček	<i>i</i>	1 : 1		
	Kužel vřetene	<i>ISO</i>	50		
	Stopka nástroje	<i>DIN</i>	69871		
	Natáčení 1. osy	<i>°</i>	0 - 360		
	Natáčení 2. osy	<i>°</i>	0 - 360		
	Hmotnost	<i>kg</i>	850		

Obrázek 9: Frézovací hlava IFVW 206 C

2.2. Horizontální vyvrtávací a frézovací zařízení

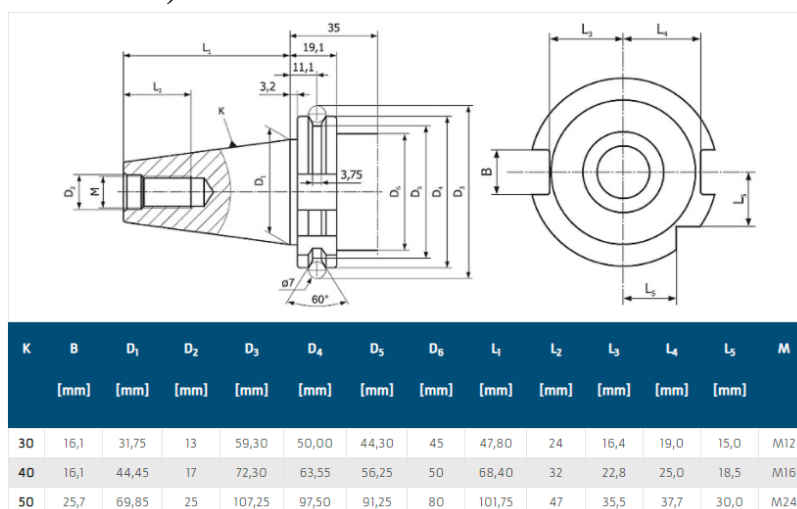
Na obrázku č. 11 je vyobrazeno zařízení, pro které je zásobník navrhován. Disponuje podélným posuvem věže (osa X), ve které se pohybuje vřeteno svislým směrem (osa Y) a vysouvá se (osa Z a W). V příčném směru (osa V) se pak pohybuje otočný stůl (osa B).



Obrázek 10: Horizontální vyvrtávací a frézovací zařízení

2.3. Kužel ISO 50 (DIN 69871 – AD 50)

Jedná se o upínací systém nástroje, určený pro automatickou i ruční výměnu nástrojů se samosvorným kuželem podle normy DIN 69871. Unášecí drážky se využívají jak k přenosu krouťícího momentu, tak i pro hlídání pozice nástroje ve výměnných ramenech nebo zásobnících. Držák dále disponuje centrovací drážkou a chlazením pomocí středového průchozího otvoru (AD). [12]



Obrázek 11: Držák nástroje DIN 69871

2.4. Vtahovací upínací čep DIN 69872

Využívá se pro automatickou výměnu nástrojů. Čep se našroubuje do zadní části trnu. Ve vyvrtávacím vřetenu nebo frézovací hlavě je umístěno zařízení, pomocí kterého jsou nástroje i s držákem vtaženy dovnitř. [12]



Obrázek 12: Vtahovací upínací čep DIN 69872

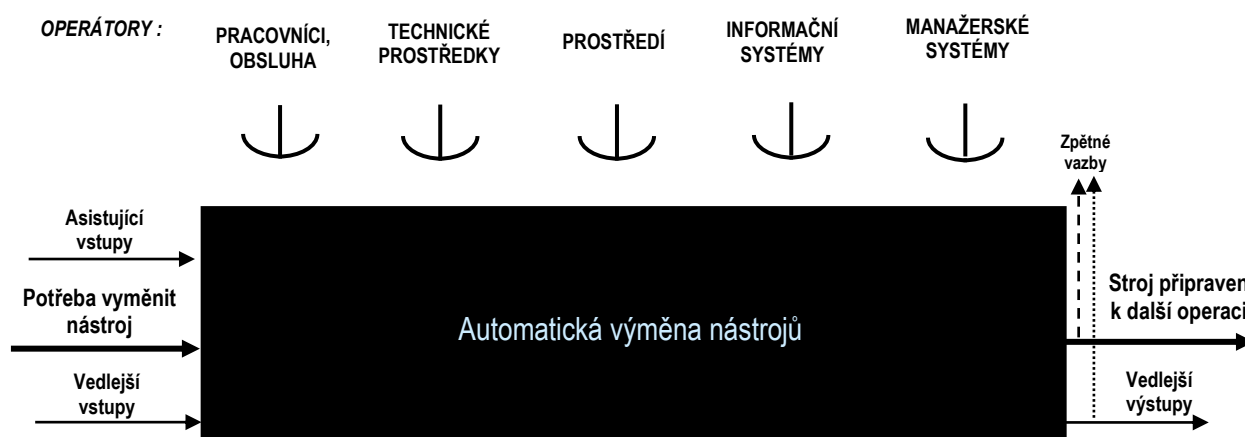
3. Konceptní návrh

V této části práce bude navržena optimální varianta konstrukčního řešení zásobníku. Postup řešení byl inspirován strategií integrovaného navrhování technických produktů (Knowledge Integrated Design – KID), která vystupuje z teorie a metodiky konstruování (Engineering Design Science (EDS) and Methodology (EDSM) se základem v Teorii technických systémů (TTS). [22]

3.1. Návrh funkční struktury technického systému (TS)

Tato kapitola se zabývá analýzou TS, a to pomocí černé skříňky, která znázorňuje transformační proces navrhovaného TS. Práce se zabývá návrhem zásobníku pro automatickou výměnu nástrojů. Na obrázku č. 14 je znázorněna samotná černá skříňka se vstupem v bodě A (potřeba vyměnit nástroj) a výstupem v bodě B (stroj připraven k nové operaci)

3.1.1. Černá skříňka technického transformačního procesu provozu TS

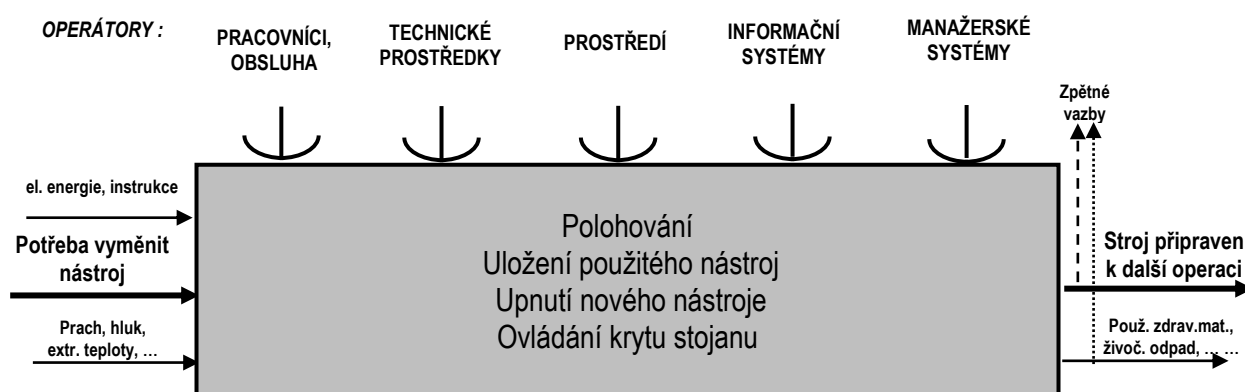


Obrázek 13: Černá skříňka technického transformačního procesu provozu navrhovaného TS

Hlavní funkcí TS je výměna nástrojů horizontálního vyvrtávacího stroje bez nutnosti lidského faktoru. Veškeré úkony musí být řízeny počítačem, probíhat automaticky, v perfektní kooperaci s obráběcím strojem. Zásobník nástrojů musí být dostatečně tuhý, splňovat limity výšky a zástavbové plochy, dostatečně přesné úhlové najetí do pozice pro upnutí nástroje a zajištění polohy v této pozici. Děle musí splnit podmínku bezpečnosti zaměstnanců a ochrany nástrojů pomocí krytování nebo jiným způsobem.

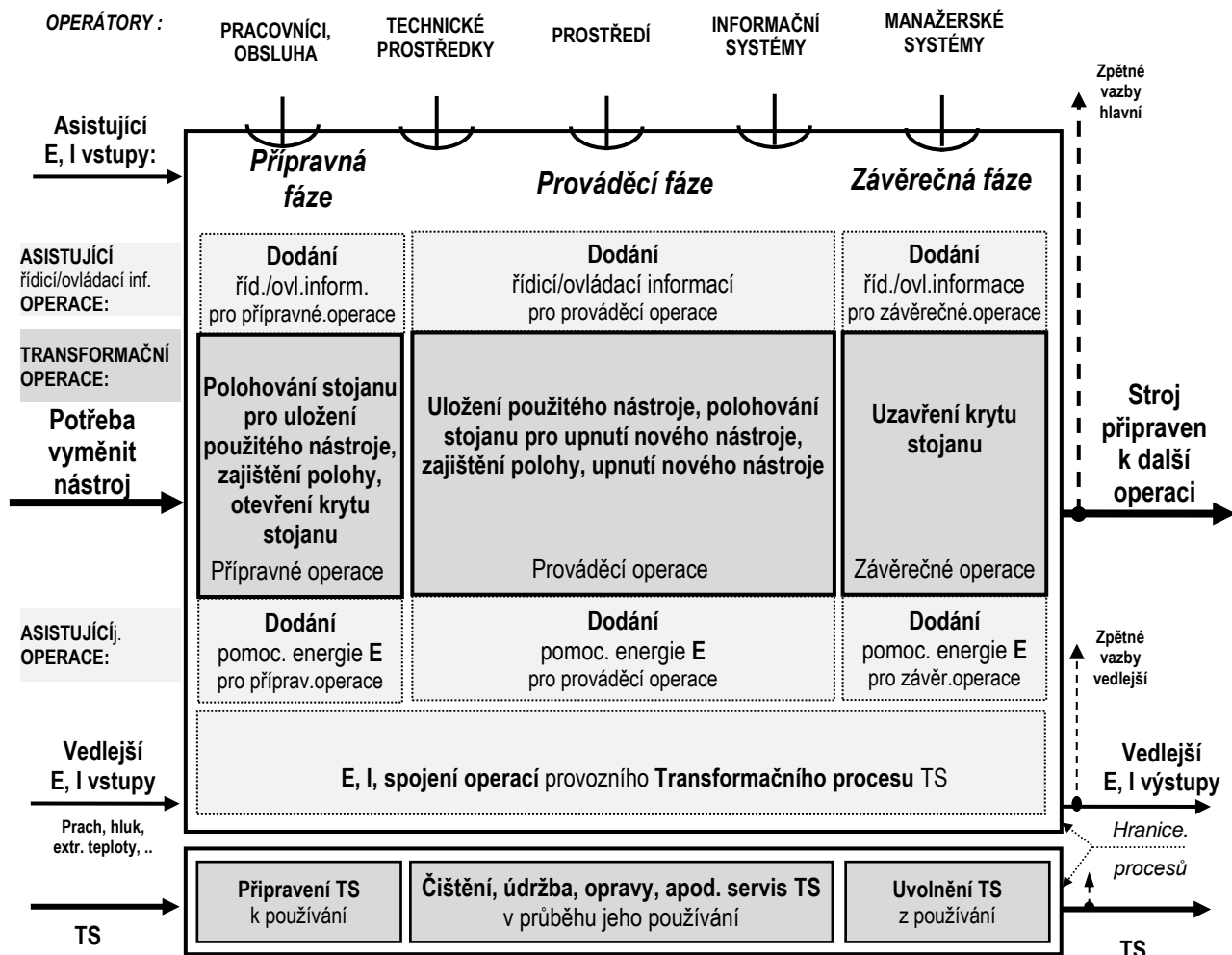
Vedlejší funkcí zásobníku je skladování zrovna nevyužívaných nástrojů.

3.1.2. Technologický princip technického transformačního procesu provozu TS



Obrázek 14: Technologický princip technického transformačního procesu provozu navrhovaného TS

3.1.3. Technologie technického transformačního procesu provozu TS



Obrázek 15: Technologie technického transformačního procesu provozu navrhovaného TS

4. Návrh orgánové struktury TS

Tato kapitola je zaměřena na koncepční schéma orgánové struktury, alternativy jednotlivých technologických operací, a výběr optimálního řešení.

4.1. Návrh alternativ orgánové struktury TS

Tabulka 2: Morfologická matice s navrženými orgány pro realizaci stanovených funkcí navrhovaného TS

Hlavní funkce TS vč. asistujících funkcí		Orgány TS („nositele funkcí“)			
		1	2	3	4
Fce 1	Uložení nástroje (Kuzele ISO 50)	Pevný držák, ukládání shora	Držák s akčním členem, ukládání zboku	Držák s akčním členem, ukládání shora	
Fce 2	Mechanismus polohování stolu	AC motor + vnitřní ozubení	AC motor + vnější ozubení	Prstencový motor	
Fce 3	Zajištění polohy v pozici	Radiální čepy s akčním členem	Brzda na motoru	Hirthova spojka	Třecí brzda obvodová
Fce 4	Způsob odměřování polohy	Ložisko s odměřováním	Absolutní enkodér	Mechanické koncové spínače	Optické koncové spínače
Fce 5	Základní rozměry zařízení	Čtyřboký stojan / 10 pater (40 nástrojů)	Šestiboký stojan / 7 pater (42 nástrojů)	Osmiboký stojan / 5 pater (40 nástrojů)	
Fce 6	Způsob krytování	Teleskopická roleta rovinná	Teleskopická roleta kruhová	Posuvná dvířka kruhová	Skládací dvířka (harmonika)

4.2. Popis jednotlivých alternativ orgánové struktury TS

V této kapitole budou popsány jednotlivé alternativy jednotlivých funkcí orgánové struktury.

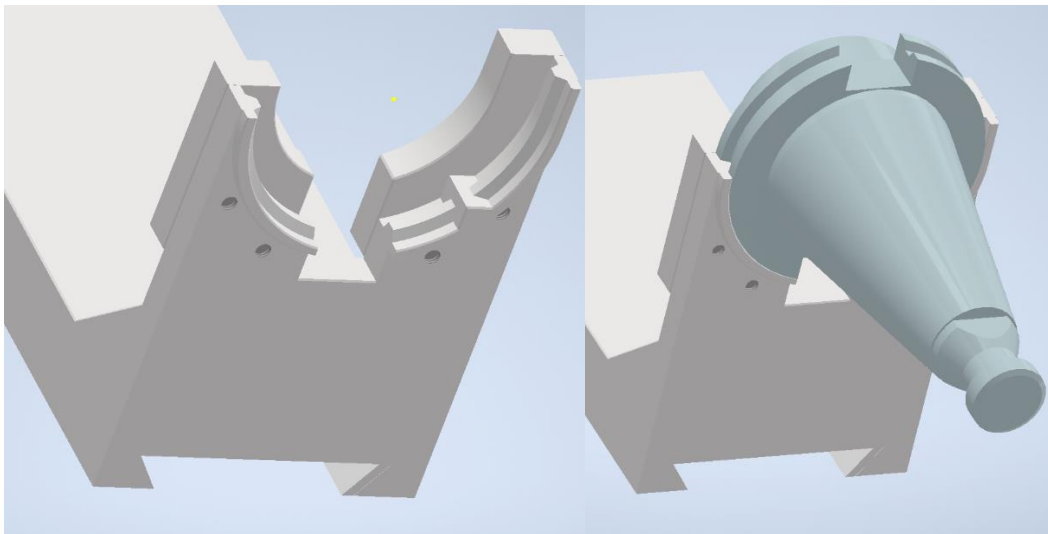
4.2.1. Uložení nástroje (kužele ISO 50)

Jednou z hlavních funkcí zásobníku je uložení nástroje (kužele ISO 50). Uložení musí být dostatečně tuhé, přesné určení polohy osy nástroje (orientace natočení), jednoduché a spolehlivé konstrukce. Maximální uvažovaný klopný moment od nástroje je 60 Nm.

V axiálním směru musí být možný posuv 1-2 mm s ohledem na způsob upínání nástroje. Tento systém je navržen stejný pro všechny varianty, detailně bude popsán v konečném konstrukčním návrhu.

Pevný držák s ukládáním shora

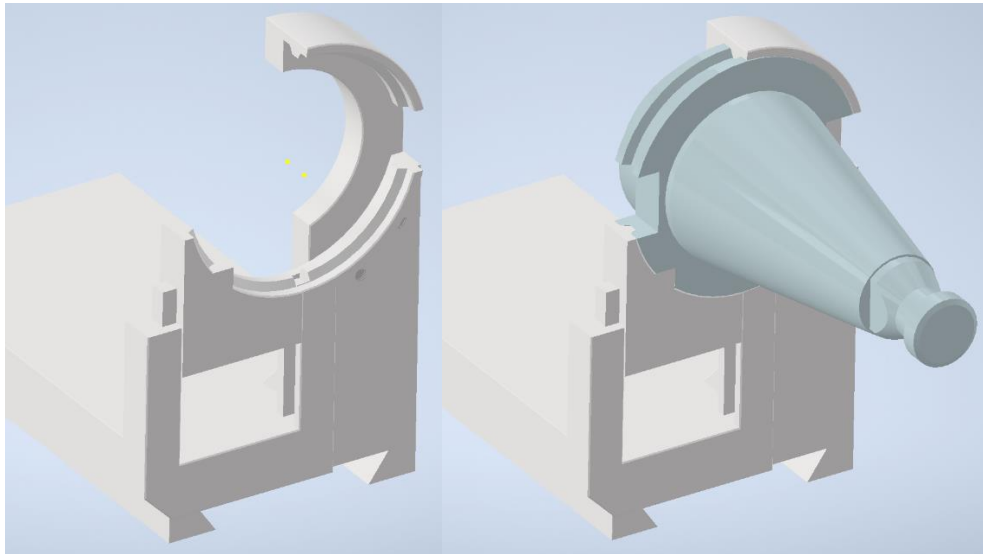
Tato varianta uložení nástroje v zásobníku je velmi jednoduché konstrukce, bez potřeby dalších akčních členů. Kužel je shora vložen do půlkruhové konzole a podepřen dvěma destičkami za přední plochu. Disponuje nejmenší tuhostí ze všech alternativ, avšak z ekonomického hlediska a spolehlivosti nemá konkurenci. Odpadá také nutnost řízení a složitého vedení pracovního média. Pro zvýšení tuhosti a bezpečnosti proti vyklouznutí kužele je dále možné doplnit silonové podpěry nástrojů. Tyto podpěry však musí být pro každý nástroj speciálně upravené, tedy každý nástroj musí mít své vlastní místo v zásobníku.



Obrázek 16: Znárodnění systému uložení kužele shora

Držák s akčním členem ukládání z boku

Tato varianta uložení nástroje v zásobníku je složitější konstrukce, se zvýšenou tuhostí uložení. Oproti předešlé variantě nabízí uzamknutí kužele za 3/4 obvodu. Kužel je vložen z boku do půlkruhové konzole. Po uložení nástroje se akční člen (elektricky, pneumaticky nebo hydraulicky poháněný mechanismus) vysune a zajistí polohu kužele. Pohyblivý upínací člen zajišťuje kužel proti vypadnutí a také nese klopný moment. Se zvýšením tuhosti uložení souvisí složitější konstrukce, nutnost řídicího systému a složité vedení pracovního média do otočného zařízení. Výhodou u tohoto systému je snížení celkové výšky zásobníku.



Obrázek 17: Znárodnění systému uložení kužele z boku

Držák s akčním členem ukládání shora

Tato varianta uložení nástroje v zásobníku je složité konstrukce, avšak z vybraných možností disponuje nejvyšší tuhostí uložení. Z konstrukčního hlediska se jedná o kombinaci předešlých alternativ. Kužel je stejně jako v předešlé variantě uložen za tři čtvrtiny obvodu. Kužel je shora vložen do půlkruhové konzole a podepřen dvěma destičkami za přední plochu. Po uložení nástroje se akční člen (elektricky, pneumaticky nebo hydraulicky poháněný mechanismus) vysune a zajistí polohu kužele. V tomto případě pohyblivý upínací člen nezajišťuje kužel proti vypadnutí, ale pouze nese klopný moment. Stejně jako u předešlé varianty se zvýšením tuhosti uložení souvisí ještě složitější konstrukce, nutnost řídicího systému a složité vedení pracovního média do otočného zařízení

4.2.2. Mechanismus polohování stolu

Další důležitou částí stolu je mechanismus, který zajišťuje otáčení zásobníku. Mechanismus společně s uložením stolu v základu stroje musí zajistit dostatečnou tuhost a přesné opakovatelné polohování. V případě využití ozubeného soukolí je nutné vymezení vůle pomocí předepnutých hřídelů nebo dnes hodně využívané technologie Master – Slave.

AC motor (s převodovkou) + vnitřní ozubení

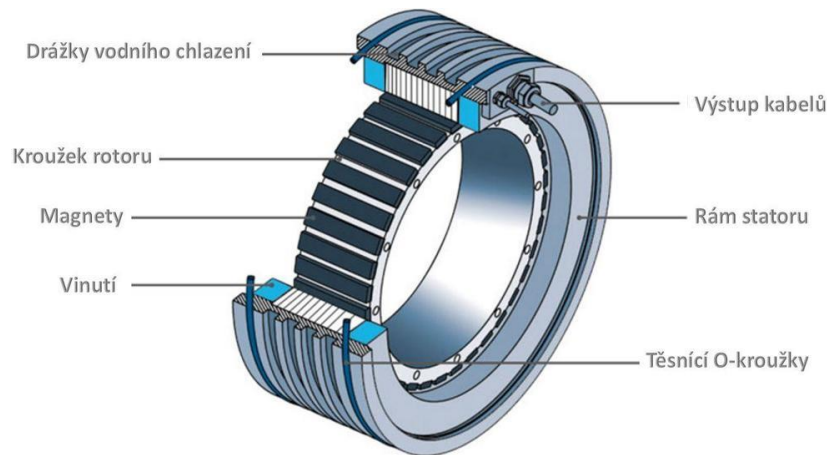
U tohoto způsobu polohování je na úkor složitější a dražší výroby vnitřního ozubení zmenšena velikost základu zásobníku. Díky tomu je možné umístit motor blíže k ose otáčení zásobníku.

AC motor (s převodovkou) + vnější ozubení

Tento způsob je jednoduché konstrukce, levnější výroby než předešlá varianta. Na úkor nižší ceny je zde větší velikost základu zařízení.

Prstencový motor

Tyto motory se umísťují přímo do konstrukce, bez využití dalších převodových mechanismů. Díky tomu zmenšují zástavbový prostor. Disponují vysokými kroutícími momenty a mohou dosahovat i velmi nízkých otáček. Kroková varianta pak nabízí velmi přesné polohování. Naproti těmto nesporným výhodám je zde velmi vysoká cena oproti klasickým pohonům s převodovým mechanismem a nutnost chlazení. [13]



Obrázek 18: Schéma prstencového motoru

4.2.3. Zajištění polohy v pozici

Po najetí zásobníku do polohy, je potřeba zajistit stůl proti pohybu (otočení) při upnutí nástroje. Tuto funkci lze zajistit pomocí radiálních čepů, brzdou na motoru, Hirthovy spojky nebo například třecí obvodovou spojkou.

Radiální čepy s akčním členem

Základem mechanismu fixace polohy jsou jeden až čtyři kameny (dle potřeby), které po polohování zásobníku pomocí lineárních motorů (elektrických, pneumatických nebo hydraulických) spojí rotační a nerotační část zařízení.

Brzda na motoru

V dnešní době je běžné koupit AC motor s vestavěnou brzdou. Tato brzda je běžně automatická s rozepínáním při přivedení napětí na motor. Přesnost tohoto systému je přímo závislá na řízení motoru a odměřovacím systému.



Obrázek 19: Příklad synchronního AC motoru s brzdou

Hirthova spojka

Skládá se ze dvou rotačních částí s čelním ozubením, které do sebe zapadají. Na rotační části je umístěna pevná část spojky, druhá část musí být pohyblivá v axiálním směru osy rotace. Při vysunutí pohyblivé části spojky do sebe zuby zapadnou a zásobník je zajištěn proti otáčení.



Obrázek 20: Znázornění mechanismu Hirthovy spojky

Třecí brzda obvodová

Tento systém je velmi podobný první variantě s tím rozdílem, že rotační část je spojena s nerotační pouze třecími silami, a tedy přesnost fixované polohy je přímo závislá na řízení motoru a odměřovacím systémem. Tento systém je dnes běžně používán pro zajištění otočných stolů obráběcích strojů.

4.2.4. Způsob odměřování polohy

Pro správné fungování zásobníku je potřeba přesné polohování (přesný úhel natočení). Pro tuto funkci je možné využít systémů přímého odměřování (ložisko s odměřováním, mechanické/optické koncové spínače) nebo nepřímého odměřování (různé druhy enkodérů).

Ložisko s odměřováním

Tato ložiska se dnes hojně využívají především v křížové variantě pro uložení a odměřování polohy otočných stolů. Zastupují metodu přímého odměřování polohy stolu.

Absolutní enkodér

Enkodéry jsou zdrojem informace úhlu natočení, otáček i směru otáčení. Při připojení enkodéru přímo na hřídel motoru, lze dosáhnout vysoké přesnosti polohování i při jednoduché konstrukci enkodéru. Jedná se o spolehlivé řešení za přijatelnou cenu. Jedná se o nepřímou metodu.

Mechanické koncové spínače

Tato metoda snímání polohy je založena na mechanickém sepnutí kontaktu v okamžiku najetí zásobníku do správné polohy. Ve spojení s Hirthovo spojkou nebo radiálními kameny lze dosáhnout vysoké přesnosti polohování. Levné řešení, náchylné na poruchy.

Optické koncové spínače

Princip je stejný jako u předešlé varianty, s rozdílem, že snímání je bezkontaktní (většinou řešeno odrazem paprsku od snímaného předmětu). Pro přesné polohování je potřeba zařadit mechanismus, který ustaví zásobník do předepsané polohy. Přijatelná cena, méně náchylné na poruchy než mechanické koncové spínače.

4.2.5. Základní rozměry zařízení

Důležitým parametrem zásobníku je jeho výška a zástavbová plocha v prostoru stroje. Zadání specifikuje maximální výšku nad podlahou 3,6 m z důvodu velikosti stroje, pro který je zařízení navrhováno.

Čtyřboký stojan / 10 pater (40 nástrojů)

V prostoru stroje zabere málo místa a výškový limit splňuje. Nevýhodou tohoto řešení je malá tuhost (vysoké a štíhlé tělo zásobníku).

Šestiboký stojan / 7 pater (42 nástrojů)

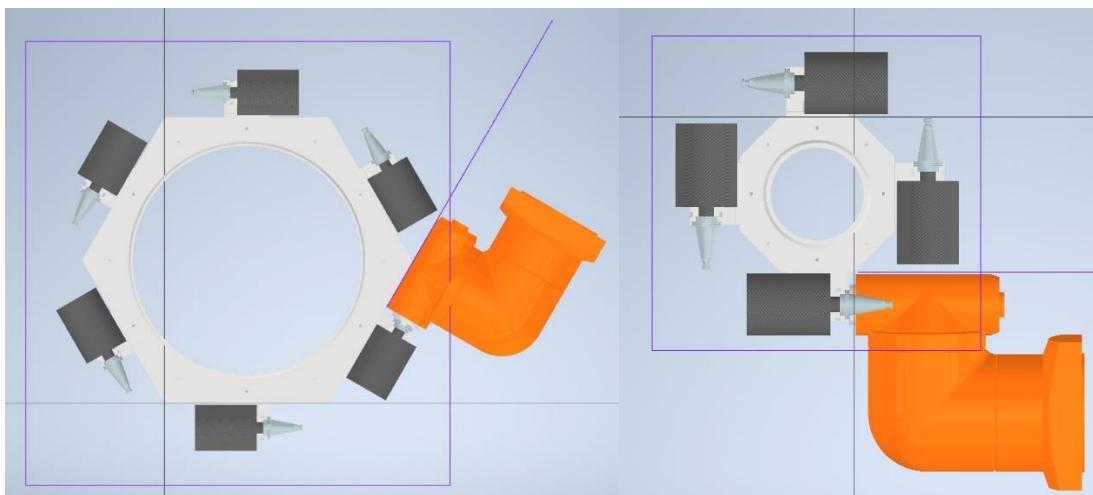
Toto řešení je kompromisem mezi výškou a zastavěnou plochou v prostoru stroje. Tuhá konstrukce, s optimální výškou.

Osmiboký stojan / 5 pater (40 nástrojů)

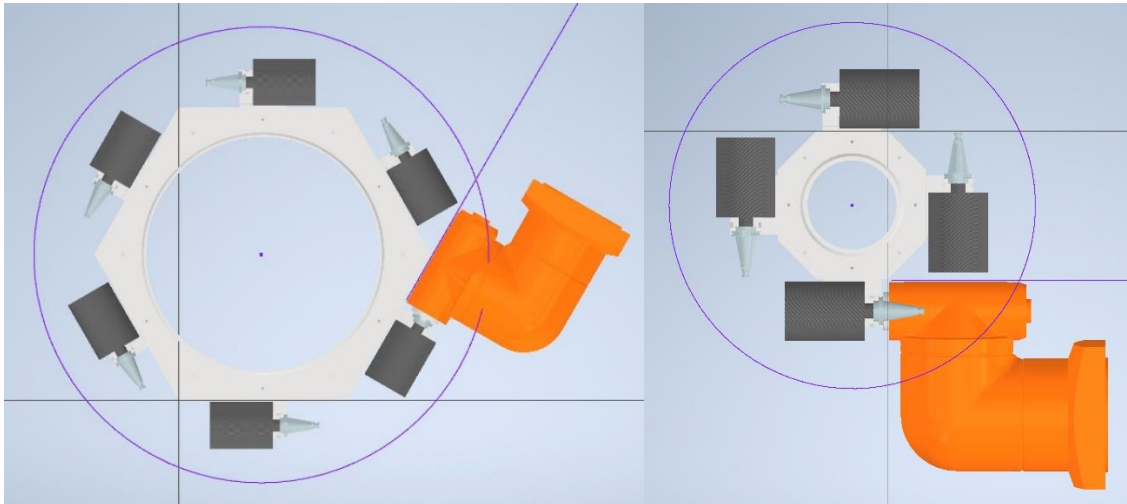
Nízký a tuhý zásobník, za cenu velké zastavěné plochy.

4.2.6. Způsob krytování

Z hlediska bezpečnosti obsluhy a ochrany proti poškození nástrojů, je potřeba zásobník uzavřít krytem. Kryt musí být z důvodu automatizace výměny nástroje také automaticky otevíraný. Mechanismus musí být jednoduchý a spolehlivý. Jsou dvě možnosti tvaru krytu, kruhový nebo hranatý. Na obrázku č. 22 a 23 je nastíněn tvar krytu zásobníku a dráha obou možností najetí vřetene pro upnutí kužele.



Obrázek 21: Schématické zobrazení krytu s rovinnými stěnami



Obrázek 22: Schématické zobrazení krytu kruhového tvaru

Teleskopická roleta rovinná

Tato varianta krytování je založena na klasickém systému krytů například u os obráběcích strojů. U rovinné varianty se jedná o kryt čtvercového půdorysu, je možné stahovat celou jednu stěnu, nebo částečně dvě sousední.

Teleskopická roleta kruhová

Stejně jako u předešlé varianty se jedná o teleskopické provedení, s ohledem na kruhovou dráhu krytu, mnohem složitější návrh a výroba dílů.

Posuvná dvířka kruhová

Založeno na kruhové dráze pohyblivé části krytu, která je na rozdíl od předešlých variant z jednoho kusu. Jednoduché a spolehlivé řešení.

Skládací dvířka (harmonika)

Tento způsob lze využít pro oba typy tvaru krytu. Skládací dvířka (harmonika) jsou založena na krátkých lamelách s pantovým spojením. Složitější konstrukce souvisí s menší spolehlivostí a dražší výrobou.

4.3. Návrh jednotlivých variant TS

V této kapitole budou navrženy a popsány jednotlivé varianty koncepce TS. Jelikož není známo konkurenční zařízení na trhu, porovnány budou pouze navržené varianty mezi sebou.

Varianta A

Tato varianta je založena na nejvyšších kvalitativních vlastnostech, jako jsou tuhost, přesnost, univerzálnost a další. S tím souvisí vyšší cena a složitost zařízení. Disponuje nejvyšší možnou tuhostí upnutí kužele, prstencový motor společně s Hirthovo spojkou zajišťuje nejvyšší možnou přesnost polohování, křížové ložisko s přímým odměřováním polohy slouží jako zpětná vazba pro řídicí systém. Šestiboké tělo zásobníku zajišťuje optimální poměr mezi výškou a zástavbovou plochou.

Varianta B

Tato varianta je založena na vysoké míře funkčnosti s optimálními náklady na výrobu, obsluhu a servis. Upnutí kužele je oproti předešlé variantě menší tuhosti, avšak bez akčních členů odpadá potřeba vedení pracovního média a systém je mnohem jednodušší. Dva AC servomotory s technologií Master-Slave se starají o polohování s optimální přesností, křížové ložisko s přímým odměřováním slouží jako zpětná vazba řídicímu systému. Zajištěním v poloze pomocí servomotorů odpadá potřeba dalšího mechanismu. Šestiboké tělo zásobníku zajišťuje optimální poměr mezi výškou a zástavbovou plochou.

Varianta C

Tato varianta je založena především na ceně, tak aby splňovala minimální podmínky funkčnosti. S tím souvisí nižší kvalitativní vlastnosti. Kužel je uložen stejně jako u varianty B. Mechanismus polohování s vnějším ozubením je levnější, avšak robustnější, dva servomotory s technologií Master-slave se starají o optimální přesnost polohování i zajištění proti pohybu. O zpětnou vazbu o poloze pro řídicí systém se u této varianty starají optické koncové snímače. Pro snížení nákladů na výrobu je využito osmibokého zásobníku s pěti patry, tento koncept však zabírá více místa v prostoru stroje.

Tabulka 3: Návrh jednotlivých variant

Hlavní funkce TS vč. asistujících funkcí		Orgány TS („nositele funkcí“)			
		1	2	3	4
Fce 1	Uložení nástroje (Kužele ISO 50)	Pevný držák, ukládání shora	Držák s akčním členem, ukládání zboku	Držák s akčním členem, ukládání shora	
Fce 2	Mechanismus polohování stolu	AC motor + vnitřní ozubení	AC motor + vnější ozubení	Prstencový motor	
Fce 3	Zajištění polohy v pozici	Radiální čepy s akčním členem	Brzda na motoru / Master-slave	Hirthova spojka / AC motor	Třecí brzda obvodová
Fce 4	Způsob odměřování polohy	Ložisko s odměřováním	Absolutní enkodér	Mechanické koncové spínače	Optické koncové spínače
Fce 5	Základní rozměry zařízení	Čtyřboký stojan / 10 pater (40 nástrojů)	Šestiboký stojan / 7 pater (42 nástrojů)	Osmiboký stojan / 5 pater (40 nástrojů)	
Fce 6	Způsob krytování	Teleskopická roleta rovinná	Teleskopická roleta kruhová	Posuvná dvířka kruhová	Skládací dvířka (harmonika)

Legenda:

Alternativa a; Alternativa b; Alternativa c;

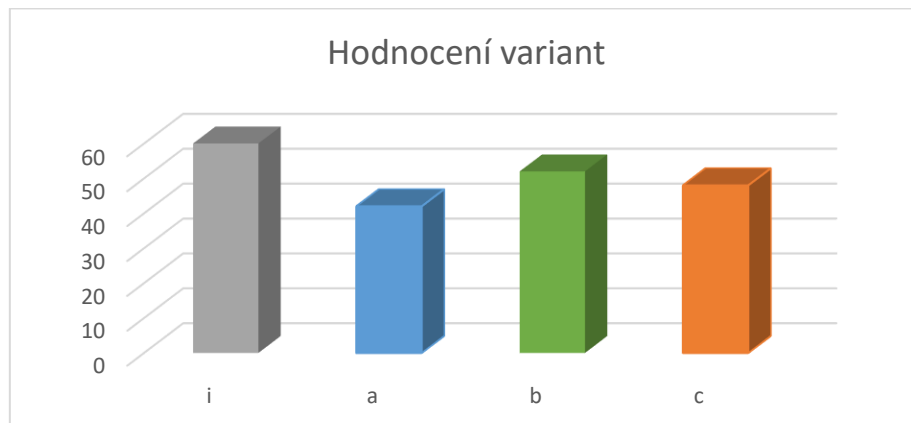
4.4. Hodnocení navržených variant orgánové struktury TS

Pro výběr optimální varianty byla vytvořena tabulka se srovnávacími parametry. Jednotlivé varianty byly ohodnoceny od 0 do 5 bodů. Kde 0 bodů znamená „nejhorší“ a 5 bodů znamená „nejlepší“ řešení. Hodnocené parametry se dále dělí do tří skupin a to kvalitativní, dodací doba a vynaložené náklady.

V hodnocení viz. Tabulka č. 4 je patrné, že varianta „a“ má navrch před ostatními v oblasti funkčních parametrů, avšak s ohledem na celkovou cenu a složitost zařízení mají lepší hodnocení varianty „b“ a „c“. Tyto dva návrhy mají velmi podobný počet bodů. Zde je rozhodujícím faktorem účel zařízení. Jelikož se jedná o provoz na profesionální úrovni, cena a nízká složitost také není nejdůležitějším faktorem. Varianta „b“ je nejlépe hodnocená, díky koncepci založené na střední rovině mezi cenou, složitostí a funkčními parametry.

Tabulka 4: Hodnocení jednotlivých variant

Hodnocení navržených variant orgánových struktur TS			Varianta				
Stupnice	Q-T-C	Kritérium	Ideální varianta (i)	Varianta A	Varianta B	Varianta C	
Hodnocení (min 0 až max 5)	Dodaná kvalita Q	Tuhost uložení kužele	5	5	5	4	
		Přesnost polohování	5	5	5	3	
		Velikost polohovacího systému	5	5	4	4	
		Celková velikost v prostoru stroje	5	4	4	4	
		Energetická náročnost	5	3	5	5	
		Složitost řízení	5	3	5	5	
		Bezpečnost	5	5	5	5	
		Σ Hodnocení Q	35	30	32	31	
	Σ Normalizované hodnocení Q	1,00	0,86	0,91	0,89		
	Dodací doba T	Složitost návrhu	5	3	4	3	
		Složitost výroby	5	3	4	4	
		Σ Hodnocení T	10	6	8	8	
		Σ Normalizované hodnocení T	1,00	0,60	0,80	0,80	
	Vynaložené náklady C	Náklady na návrh	5	2	3	4	
		Náklady na výrobu	5	2	3	4	
		Náklady na montáž	5	2	3	4	
		Σ Hodnocení C	15	6	9	12	
		Σ Normalizované hodnocení C	1,00	0,40	0,60	0,80	
			Σ celkový počet bodů	60	42	52	48
			Σ Souhrnné hodnocení	1,00	0,62	0,84	0,76



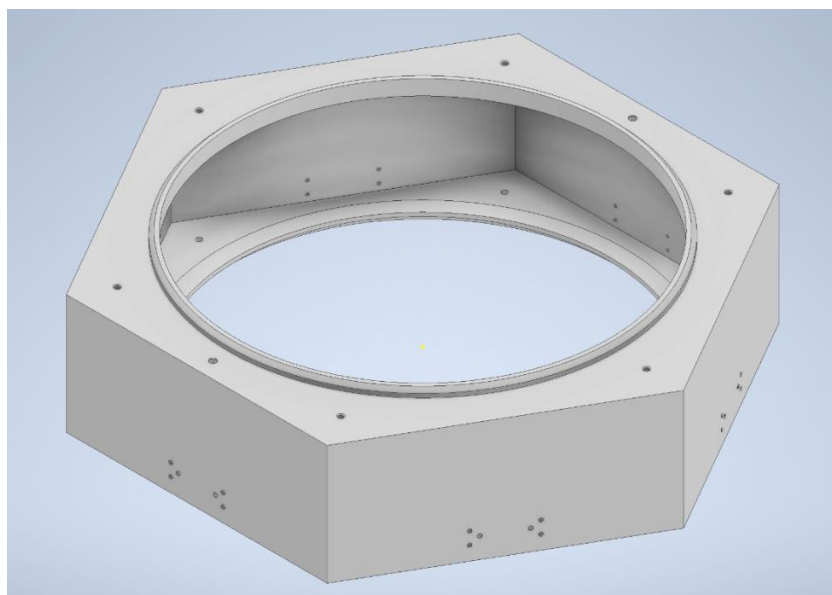
Obrázek 23: Hodnocení variant

5. Konstrukční návrh

Tato kapitola pojednává o konstrukčním návrhu jednotlivých částí zásobníku a způsobu jejich funkce. Návrh je doplněn podpurnými výpočty, které ověřují funkčnost a optimální vlastnosti navrhovaných částí.

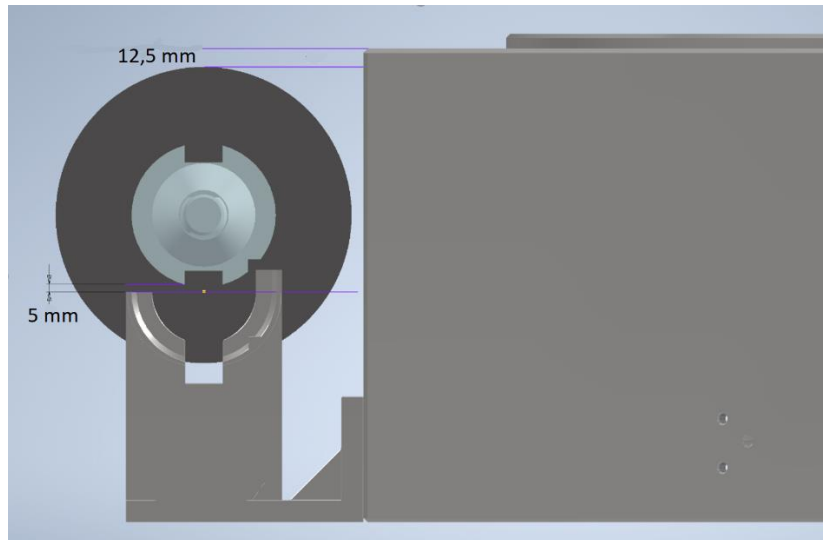
5.1. Tělo zásobníku

Jak již bylo zmíněno, tělo zásobníku je koncipováno z jednotlivých pater šestiúhelníkového půdorysu. Koncepte šestibokého zásobníku byla vybrána pro její vyšší tuhost a nižší výšku oproti čtyřboké variantě. Díky stavebnicové struktuře je možné zásobník dodávat ve více variantách, odlišných v počtu uložených nástrojů.



Obrázek 24: Tělo zásobníku (jedno patro)

Pro správnou funkci ustavení a vytažení nástroje ze zásobníku, je nutné vytvořit dostatečný prostor pro vyzdvižení kužele nad úložný systém.



Obrázek 25: Potřebný prostor pro vyzdvihnutí kužele

5.1.1. Návrh šroubů

Šroubové spojení musí být předepnuto takovou silou, aby při zatížení kroutícím momentem působícím od pohonu, nedošlo k posunutí mezi jednotlivými částmi. [17]

Počet šroubů:

$$i_t = 6$$

Potřebný kroutící moment je odvozen z kvadratických momentů otočných částí zásobníku viz. kapitola 5.3.1.

Kroutící moment potřebný k roztočení zásobníku:

$$M_{kot} = 807,951 [Nm]$$

Výpočet síly působící ve šroubu pro zamezení pohybu částí mezi sebou je znázorněn v rovnici č. 1.

$$F_{\check{s}i} = \frac{F_{\check{s}}}{i} = \frac{F_t}{i \cdot f} = \frac{2 \cdot M_k}{i \cdot f} \quad (1)$$

Výpočet síly působící ve šroubu:

$$F_{\check{s}t} = \frac{2 \cdot 807,951}{6 \cdot 0,1} = 2244,308 [N]$$

S ohledem na tuhost zvoleno snížené dovolené napětí:

$$\sigma_{D\check{s}} = 50 [MPa]$$

Vyjádření průměru šroubu pomocí dovoleného napětí a síly ve šroubu je znázorněno rovnicí č. 2.

$$\sigma_{Dš} = \frac{F_{ši}}{S_j} \Rightarrow d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{ši}}{\pi \cdot \sigma_{Dš}}} \quad (2)$$

Potřebný průměr šroubu:

$$d_{jt} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2244,308}{\pi \cdot 50}} = 8,560 \text{ [mm]} \Rightarrow M10$$

Byly zvoleny šrouby s označením ČSN 02 1143 A M10x20.

5.1.2. Návrh válcových kolíků

Válcové kolíky zastupují funkci fixace v přesné poloze dvou částí mezi sebou. Pro tuto funkci byly zvoleny válcové kolíky ČSN 397 A 8x14.

5.1.3. Návrh tloušťky stěny těla zásobníku

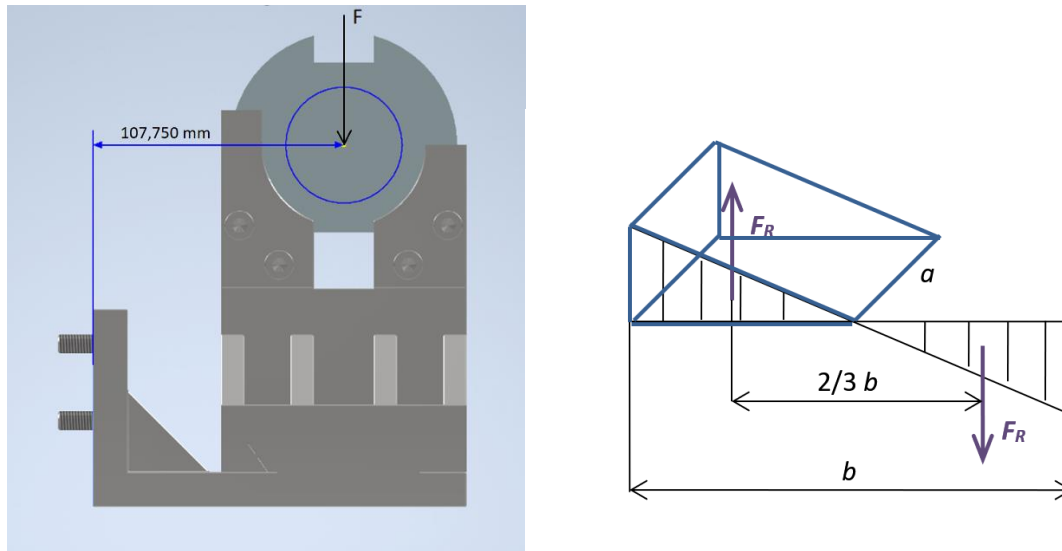
Pro určení potřebné tloušťky stěny, která zajistí optimální tuhost byla využita metoda konečných prvků. Díky tomu bylo možné snížit spotřebu materiálu a snížit celkovou hmotnost zařízení.

5.2. Systém uložení ISO kužele s nástrojem

Velmi důležitou částí zásobníku je uložení ISO kužele s nástrojem, tento systém zajišťuje přesnou polohu kužele, na který najíždí vřeteno při uchopení. V této kapitole bude navrženo uchycení systému uložení nástroje k tělu zásobníku a uložení kužele.

5.2.1. Návrh uchycení systému uložení kužele k tělu zásobníku

K tělu zásobníku je tento systém připevněn čtyřmi šrouby s válcovou hlavou, přesnou polohu zajišťují dva válcové kolíky. Hmotnost systému s kuželem je 22,609 kg (zjištěno pomocí aplikace Autodesk Inventor), maximální hmotnost nástroje je 25 kg. Pro zjednodušení výpočtu uvažují, že síla od hmotnosti působí v místě osy kužele. Tato vzdálenost je rovna 107,750 mm. [17]



Obrázek 26: Znázornění zatěžovací síly

Hmotnost systému:

$$m_s = 22,609 + 25 = 47,609 \text{ [kg]}$$

Výpočet síly vycházející z hmotnosti a gravitačního zrychlení je znázorněn v rovnici č. 3.

$$F = m \cdot g \quad (3)$$

Síla působící od hmotnosti systému:

$$F_s = 47,609 \cdot 9,81 = 467,044 \text{ [N]}$$

Vzdálenost těžiště (působíště síly F_s) od místa uchycení:

$$l_s = 0,108 \text{ [m]}$$

Výpočet momentu ze zátěžné síly a vzdálenosti působíště je znázorněn v rovnici č. 4.

$$M = F \cdot l \quad (4)$$

Výpočet momentu:

$$M_s = 467,044 \cdot 0,108 = 50,441 \text{ [Nm]}$$

Napětí vztažené na styčnou plochu způsobené zatížením odvozeno z rovnic č. 5 a 6.

$$M = F_R \cdot \frac{2}{3} \cdot b \quad (5) \quad Fr = \frac{1}{2} \cdot p_M \cdot \frac{b}{2} \cdot a \quad (6)$$

$$p_M = \frac{6 \cdot M}{a \cdot b^2}$$

Napětí na styčné ploše:

$$p_{\text{ss}} = \frac{6 \cdot 50441}{200 \cdot 85^2} = \mathbf{0,209 [MPa]}$$

Odvození síly působící v jednom šroubu je znázorněno v rovnici č. 7.

$$p_{\text{s}} = \frac{i \cdot F}{S} \Rightarrow F = \frac{a \cdot b \cdot p_{\text{s}}}{i} \quad (7)$$

Síla působící v jednom šroubu:

$$F_{\text{ss}} = \frac{200 \cdot 85 \cdot 0,209}{4} = \mathbf{888,25 [N]}$$

Pro předepnutí je maximální síla ve šroubu zvětšena o 20 %.

$$F_1 = \mathbf{1,2 \cdot F} \quad (8)$$

Maximální síla ve šroubu:

$$F_{1s} = 1,2 \cdot 888,25 = \mathbf{1065,9 [N]}$$

S ohledem na potřebnou tuhost zvoleno snížené dovolené napětí:

$$\sigma_{D\text{s}} = \mathbf{50 [MPa]}$$

Vyjádření průměru šroubu pomocí dovoleného napětí a síly ve šroubu je znázorněno rovnicí č. 2.

$$\sigma_{D\text{s}} = \frac{F_1}{S_j} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_j}{4}} \Rightarrow d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{D\text{s}}}} \quad (2)$$

Potřebný průměr šroubu:

$$d_{js} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1065,9}{\pi \cdot 50}} = \mathbf{6,726 [mm]} \Rightarrow \mathbf{M8}$$

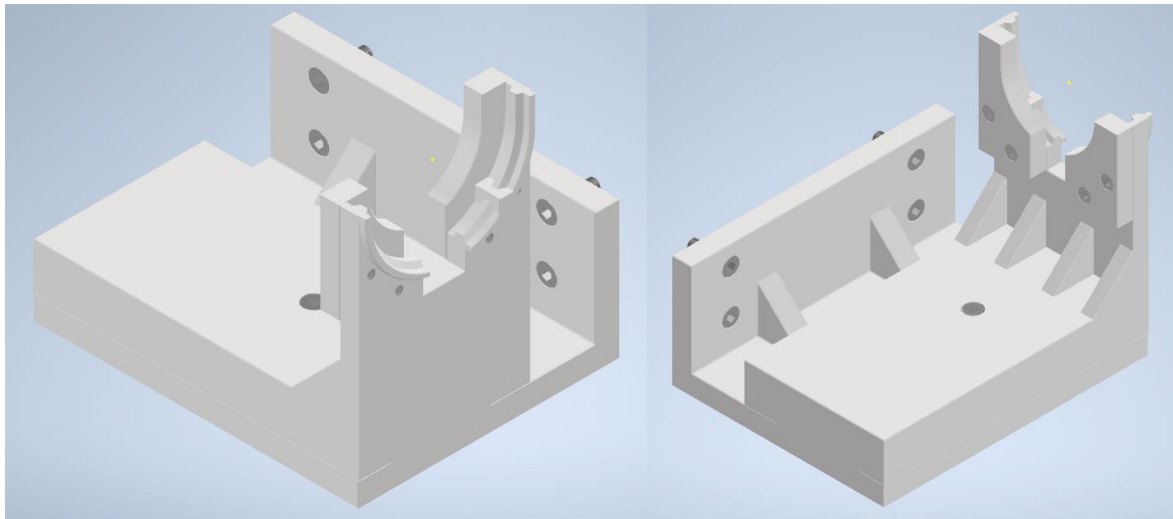
Byly zvoleny šrouby s válcovou hlavou s označením ČSN 02 1143 A M8x18.

5.2.2. Návrh válcových kolíků

Válcové kolíky zastupují funkci fixace opěrných destiček v přesné poloze, pro přesné ustavení kužele v zásobníku. Pro tuto funkci byly zvoleny válcové kolíky ČSN 397 A 8x18.

5.2.3. Návrh uložení kužele

Zásadní vliv na tuhost a přesnost uložení má uložení kužele v zásobníku. Pro jednoduchost systému a cenu výroby i provozu, je navržený systém bez akčních členů. Kužel je proto nutné zakládat shora. Nejvyšší možná styková plocha mezi nosným prvkem a kuželem je důležitým faktorem. Zpředu je kužel podepřen dvěma destičkami, které jsou přišroubovány dvěma šrouby s kuželovou hlavou a jejich přesná poloha je zajištěna dvěma válcovými kolíky. Šrouby jsou umístěny tak, aby co nejlépe nesly klopný moment od nástroje. Dle zadání je maximální klopný moment od nástroje 160 [Nm]. Kužel je uložen pomocí vybrání (drážky po obvodu osazení kužele). Pro zajištění proti pootočení slouží výřez v osazení kužele.



Obrázek 27: Uložení kužele

Klopný moment od nástroje:

$$M_u = 160 \text{ [Nm]}$$

Napětí vztažené na styčnou plochu způsobené zatížením odvozeno z rovnic č. 5 a 6.

$$Fr = \frac{1}{2} \cdot p_M \cdot \frac{b}{2} \cdot a \quad (5) \quad M = F_R \cdot \frac{2}{3} \cdot b \quad (6)$$

$$p_M = \frac{6 \cdot M}{a \cdot b^2}$$

Napětí na styčné ploše:

$$p_{su} = \frac{6 \cdot 60000}{105 \cdot 61,7^2} = 0,9 \text{ [MPa]}$$

Odvození síly působící v jednom šroubu je znázorněno v rovnici č. 7.

$$p_{\text{s}} = \frac{i \cdot F}{S} \Rightarrow F = \frac{a \cdot b \cdot p_{\text{s}}}{i} \quad (7)$$

Síla působící v jednom šroubu:

$$F_{\text{su}} = \frac{105 \cdot 61,7 \cdot 0,9}{4} = 1457,663 \text{ [N]}$$

Pro předepnutí je maximální síla ve šroubu zvětšena o 20 %.

$$F_1 = 1,2 \cdot F \quad (8)$$

Maximální síla ve šroubu:

$$F_{1u} = 1,2 \cdot 1457,663 = 1749,196 \text{ [N]}$$

S ohledem na potřebnou tuhost zvoleno snížené dovolené napětí:

$$\sigma_{D\text{s}} = 50 \text{ MPa}$$

Vyjádření průměru šroubu pomocí dovoleného napětí a síly ve šroubu je znázorněno rovnicí č. 2.

$$\sigma_{D\text{s}} = \frac{F_1}{S_j} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_j}{4}} \Rightarrow d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \sigma_{D\text{s}}}} \quad (2)$$

Potřebný průměr šroubu:

$$d_{ju} = \sqrt{\frac{4 \cdot 179,196}{\pi \cdot 50}} = 6,674 \text{ [mm]} \Rightarrow \mathbf{M8}$$

Byly zvoleny šrouby s válcovou hlavou s označením ČSN 02 1143 A M8x18.

5.2.4. Návrh válcových kolíků

Válcové kolíky zastupují funkci fixace v přesné poloze patek podpírajících kužel. Pro tuto funkci byly zvoleny válcové kolíky ČSN 397 A 3x10.

5.3. Návrh systému otáčení zásobníku

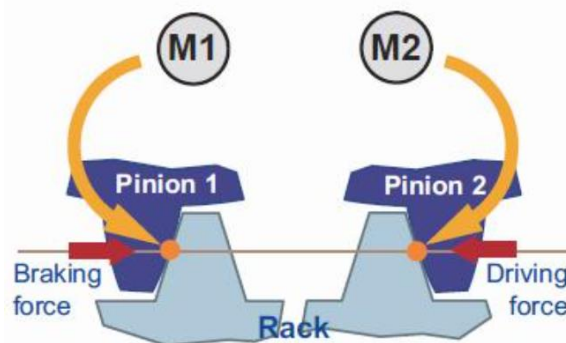
V této kapitole bude navržen systém otáčení zásobníku. Nejvyšší moment vyvozený motorem je potřeba při rozběhu, tedy při nulových otáčkách. Tento moment se určí pomocí kvadratického momentu plně naloženého zásobníku. Hodnota kvadratického momentu kompletního zařízení byla s ohledem na složitost zjištěna v programu Autodesk Inventor. Kvadratické momenty ozubení jsou zanedbány s přihlédnutím k poměrné hmotnosti oproti zbytku zařízení. [14]

Kvadratický moment zásobníku vztažený k ose otáčení:

$$I_z = 1286,546 [kg \cdot m^2]$$

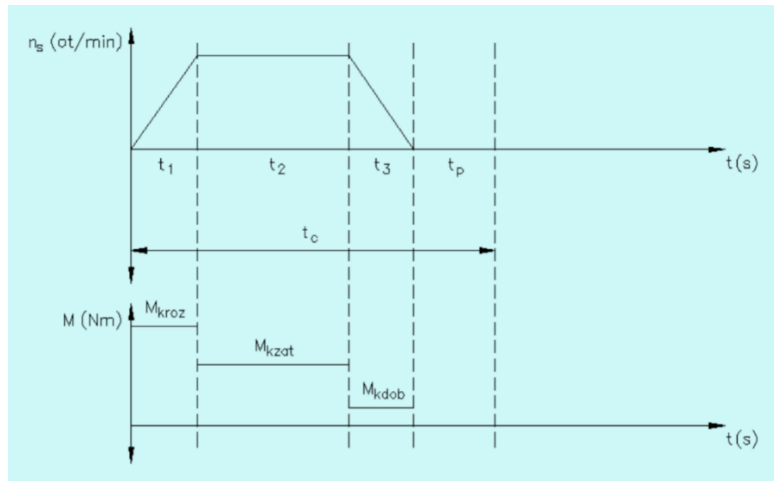
5.3.1. Volba motorů

Technologie Master-Slave zajišťuje předepnutí otočného systému, které má velký vliv na přesnost polohování. Tento systém je založen na dvou motorech kde Master je hlavním zdrojem pohybu a Slave vyvozuje předepnutí mezi jednotlivými pastorky sníženou hodnotou výstupního momentu.



Obrázek 28: Funkce technologie Master-Slave

Díky využití technologie Master-Slave, tedy dvou motorů, potřebný točivý moment na každém motoru je téměř poloviční. Při uvažování ztrátového momentu využitého pro předepnutí je počítáno s 90 % výkonu motorů. Ustavení v poloze je zajištěno brzdou na motoru, která také zajišťuje bezpečnostní zastavení v případě poruchy nebo výpadku proudu. [14], [15], [16]



Obrázek 29: Pracovní cyklus zásobníku

V následující tabulce jsou popsány vstupní parametry mechanismu otáčení zásobníku

Tabulka 5: Vstupní parametry pro pohon otáčení zásobníku

Čas pro otočení zásobníku o 360°	t_z	20	[s]
Čas zrychlení na pracovní rychlost otáčení	t	0,5	[s]
Kvadratický moment vztažený k ose otáčení	I_z	1286,546	[kg · m ²]
Třecí moment ložiska	M_{tL}	37	[Nm]
Účinnost	η	0,98	[–]

Úhlová rychlost:

$$\omega_z = 18 \left[\frac{^\circ}{s} \right] = 0,3142 \left[\frac{rad}{s} \right] = 18,849 \left[\frac{rad}{min} \right]$$

Výpočet úhlového zrychlení je znázorněn v rovnici č. 9.

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad (9)$$

Úhlové zrychlení:

$$\alpha_z = \frac{0,3142}{0,5} = 0,628 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

Otáčky zásobníku:

$$n_z = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{18,849}{2 \cdot \pi} \approx 3 \left[\frac{ot}{min} \right]$$

Výpočet potřebného točivého momentu znázorněn rovnicí č. 10.

$$M_t = I \cdot \alpha + M_{tL} \quad (10)$$

Potřebný točivý moment:

$$M_{tz} = I_z \cdot \alpha + M_{tL} = 1286,546 \cdot 0,628 + 37 = \mathbf{844,951 [Nm]}$$

Voleny budou motory s převodovkou, důležité je zvolit převodový poměr mezi pastorkem za převodovkou a ozubeným věncem na zásobníku i_{34z} .

$$i_{34} = \frac{n_p}{n_z} \quad (11)$$

$$i_{34z} = \frac{420}{35} = \mathbf{12 [-]}$$

Výpočet maximálního potřebného točivého momentu za převodovkou motoru je znázorněn rovnicí č. 12.

$$M_{t34} = \frac{M_t}{i_{34} \cdot \eta} \quad (12)$$

Maximální potřebný točivý moment za převodovkou motoru:

$$M_{t34z} = \frac{M_{tz}}{i_{34z} \cdot \eta} = \frac{844,951}{12 \cdot 0,98} = \mathbf{71,850 [Nm]}$$

Byly zvoleny motory od společnosti Siemens společně s kuželovou převodovkou s označením 1FG1501-1RC23-1AB2-Z. Pro správnou funkci motoru byla snaha dosáhnout co nejbližší k jmenovitým otáčkám s optimálním výkonem. Detailní parametry motoru a převodovky je možné vidět v příloze č. 5.

Tabulka 6: Parametry zvoleného motoru a převodovky

Max. otáčky	S_{max}	3000	[rpm]
Točivý moment motoru	M_{tm}	0,87	[Nm]
Převodový poměr	i_p	46,85	[-]
Točivý moment za převodovkou	M_{tpz}	40,759	[Nm]
Potřebný točivý moment	M_{t34z}	71,850	[Nm]

Výpočet momentu za převodovkou motoru je znázorněn v rovnici č. 13.

$$M_{tpz} = M_{tm} \cdot i_p \quad (13)$$

Točivý moment za převodovkou motoru Siemens 1FG1501-1RC23-1AB2-Z:

$$M_{tpz} = 0,87 \cdot 46,85 = \mathbf{40,759 [Nm]}$$

Točivý moment od soustavy dvou motorů s přihlédnutím ke ztrátě způsobené predepnutím:

$$M_{tpzs} = 2 \cdot M_{tpz} \cdot 0,9 = 2 \cdot 40,759 \cdot 0,9 = \mathbf{73,366 [Nm]}$$

Hodnota točivého momentu od obou motorů je dostačující, řešení vyhovuje požadavkům.

5.3.2. Návrh ozubeného převodu

Pro převod točivého momentu z převodovek motorů na zásobník bylo zvoleno čelní válcové soukolí s přímými zuby. [13]

Počet zubů pastorku zvolen:

$$z_{1z} = 35$$

Počet zubů poháněného kola na věnci:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{34z} \quad (14)$$

$$z_{2z} = 35 \cdot 12 = 420 [-]$$

Ozubená kola zvolena ze slitinové, zušlechťované oceli ČSN 12 051:

$$c = 10 [MPa]$$

$$\Psi = 25[-]$$

Výpočet potřebného modulu ozubení je znázorněn rovnicí č. 15.

$$m = 8,6 * \sqrt[3]{\frac{M_{t34z}}{\Psi \cdot c \cdot z_1}} \quad (15)$$

Velikost potřebného modulu ozubení:

$$m = 8,6 * \sqrt[3]{\frac{68,703}{25 \cdot 10 \cdot 35}} = 1,322 [mm]$$

Jelikož pro tento modul by navržené soukolí mělo příliš malý průměr, nebo by bylo potřebné zvýšit počet zubů (zvýšení nákladů na výrobu) byl zvolen modul

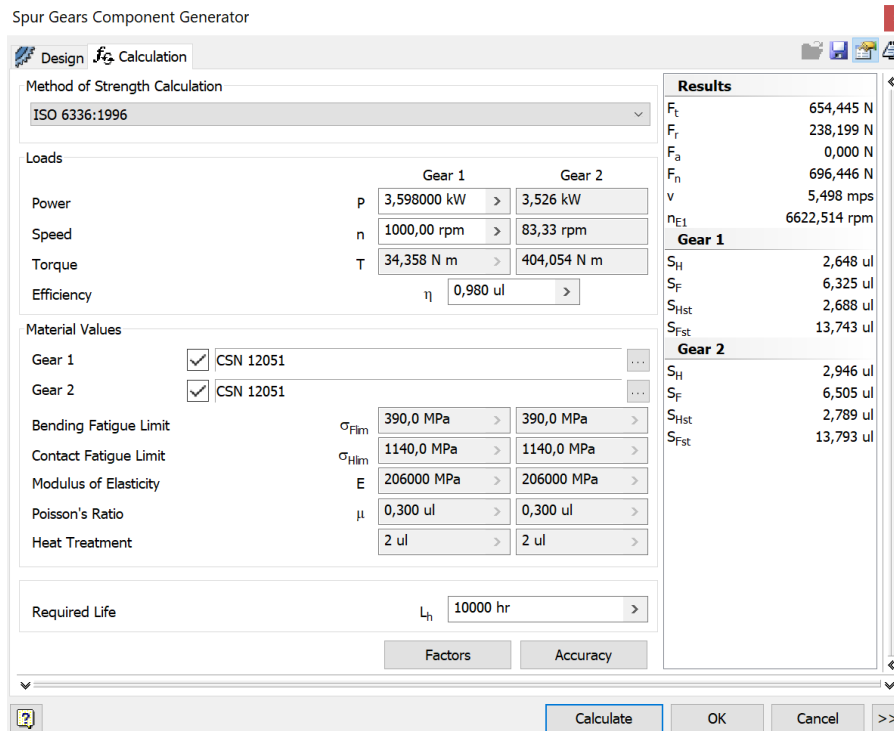
$$m = 3 [mm]$$

Minimální šířka ozubení byla odvozena od vypočteného modulu zaokrouhleného na normalizovanou hodnotu.

$$b = \Psi \cdot m \quad (16)$$

$$b = 25 \cdot 1,5 = 37,5 [mm]$$

Šířka ozubení zvolena $b = 35 [mm]$ s ohledem na zvýšení modulu. Bezpečnost na otlak otěr a další byla zkontrolována na navrženém soukolí také pomocí aplikace Autodesk Inventor.



Obrázek 30: Kontrola ozubení v programu Autodesk Inventor

Na obrázku č. 30 je možné vidět velikosti bezpečností pro ozubeného soukolí. Minimální bezpečnost dosahuje hodnoty **2,648**. Tato hodnota je vyhovující.

5.3.3. Návrh nalisovaného spoje věnec – ozubení

Pro potřebný přenášený moment bylo zvoleno nalisování za studena. Tato metoda byla zvolena na základě poměru přenášeného momentu a plochy nalisování (průměru v místě nalisování). Nalisováním za studena vzniknou na plochách dílů plastickou deformací rýhy, které pomáhají přenášet točivý moment. Pro věnec i ozubené kolo je počítáno se stejným modulem pružnosti v tahu a Poissonovou konstantou.

Tabulka 7: Vstupní parametry nalisovaného spoje

Bezpečnost spoje	s_f	2,5	[–]
Přenášený točivý moment	M_{tp}	807,951	[Nm]
Průměr v místě nalisování	d_1	956	[mm]
Vnější průměr ozubení	d_2	1042,5	[mm]
Vnitřní průměr věnce	d_0	896	[mm]
Délka nalisovaného spojení	L_s	35	[mm]
Součinitel tření	f_s	0,2	[–]
Modul pružnosti v tahu	E	210	[GPa]
Poissonova konstanta	μ	0,28	[–]
Mez kluzu ozubení	s_N	800	[MPa]
Mez kluzu věnce	s_H	400	[MPa]

Přenášený krouticí moment je odvozen z rovnic č. 17 a 18.

$$p = \frac{F_n}{S} = \frac{F_t}{f} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot f} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d_1}}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot f} = \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^2 \cdot L \cdot f} \quad (17)$$

$$M_k = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot L \cdot p_{potř} \cdot f}{2 \cdot s_f} \quad (18)$$

Potřebný tlak ve spoji vyjádřený z rovnice č. 18.

$$p_{potř} = \frac{2 \cdot M_{tp}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot L_s \cdot f} \cdot s_f$$

Výpočet potřebného tlaku ve spoji:

$$p_{potř} = \frac{2 \cdot 807\,951}{\pi \cdot 956^2 \cdot 35 \cdot 0,2} \cdot 2,5 = \mathbf{0,201 [MPa]}$$

Výpočet konstant C_1 a C_2 je znázorněn v rovnicích č. 19 a 20.

$$C_1 = \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} \quad (19)$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (20)$$

Výpočet konstant C_1 a C_2 :

$$C_1 = \frac{956^2 + 896^2}{956^2 - 896^2} = \mathbf{15,449 [-]}$$

$$C_2 = \frac{1042,5^2 + 956^2}{1042,5^2 - 956^2} = \mathbf{11,574 [-]}$$

Výpočet potřebného přesahu je znázorněn v rovnici č. 21.

$$\Delta d_{1potř} = \frac{d_1 \cdot p_{potř}}{E} \cdot (C_1 + C_2) \quad (21)$$

Výpočet potřebného přesahu:

$$\Delta d_{1potř} = \frac{896 \cdot 0,201}{210\,000} \cdot (15,449 + 11,574) = \mathbf{0,023 [mm]}$$

Z důvodu výrobní technologie byl minimální přesah zaokrouhlen na hodnotu $\Delta d_{1potř} = \mathbf{0,1 [mm]}$, pro tuto skutečnost je zanedbán význam drsnosti ploch.

Zvolená tolerance v místě nalisování pro zubení: $\mathbf{\varnothing 896 H7 = \varnothing 896_0^{0,110}}$

Dolní úchylka průměru věnce:

$$e_i = 0,135 + 0,1 = 0,235 \text{ [mm]}$$

Zvolená tolerance vnějšího průměru věnce:

$$\varnothing 896 \text{ IT7} \Rightarrow T = 0,090 \text{ [mm]}$$

Horní úchylka průměru věnce:

$$e_j = \Delta d_{1max} = 0,235 + 0,090 = 0,325 \text{ [mm]}$$

součinitel tření při lisování za studena

$$f_L = 0,23 \text{ [-]}$$

Výpočet lisovací síly pro lisování za studena je znázorněn v rovnici č. 22.

$$F_L = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot p_{max} \cdot f_L \quad (22)$$

Výpočet lisovací síly:

$$F_L = \pi \cdot 956 \cdot 35 \cdot 0,201 \cdot 0,23 = 4859,591 \text{ [N]}$$

Výpočet maximálního tlaku v materiálu po nalisování je znázorněn v rovnici č. 23.

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{1max}}{d_1} \cdot \frac{E}{C_1 + C_2} \quad (23)$$

Maximální hodnota tlaku v materiálu po nalisování

$$p_{max} = \frac{0,325}{956} \cdot \frac{210\,000}{15,449 + 11,574} = 2,642 \text{ [MPa]}$$

Výpočet redukovaného napětí v ozubení a věnci je znázorněn v rovnicích č. 24 a 25.

$$\sigma_{redN} = p_{max} \cdot (C_2 + 1) \quad (24)$$

$$\sigma_{redH} = p_{max} \cdot (C_1 - 1) \quad (25)$$

Výpočet redukovaného napětí pro ozubení a věnc:

$$\sigma_{redN} = 2,642 \cdot (11,574 + 1) = 33,221 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{redH} = 2,642 \cdot (15,449 - 1) = 38,174 \text{ [MPa]}$$

Výpočet bezpečnosti proti mezi kluzu materiálu v uložení:

$$s_N = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{redN}} = \frac{800}{33,221} = 24 [-]$$

$$s_H = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{redH}} = \frac{400}{38,174} = 10,5 [-]$$

5.4. Návrh otočného uložení zásobníku

V této kapitole bude navrženo otočné uložení zásobníku. Pro tuto úlohu je nutné, aby uložení zachycovalo především axiální sílu a klopný moment. Při použití jednoho čistě axiálního ložiska a jednoho radiálního ložiska by bylo obtížné zachytit všechny působící síly. Pro tyto úlohy je vhodné využít tzv. „křížová ložiska“ která jsou schopná zachytit axiální a radiální síly, ale i klopné momenty.

Pro správnou funkci polohování je nutné k nepřímému odměřování pomocí enkodérů na motorech přidat zpětnou vazbu pomocí přímého odměřování.

Pro otočné uložení byla vybrána křížová ložiska od společnosti Unitec s vestavěným odměřovacím systémem AMS. Pro jednodušší řízení zvoleno ložisko s absolutním odměřováním disponující dvěma hlavami, u kterého má systém vždy informaci, kde přesně se nachází. Důležitými parametry pro volbu ložiska jsou průměr uloženího zařízení, dovolené axiální a radiální zatížení a dovolený zátěžný moment způsobený excentrickým uložení.

Pro tuto aplikaci především klopná tuhost a tuhost při zatížení axiální silou. Pro výpočet je důležitá hodnota deformace v axiálním směru a deformace od klopného momentu, kde je uvažována jako nejhorší varianta osazení nástroji pouze dvou sousedních stran.

Hmotnost zásobníku:

$$m_{zás} = 2943,117 [kg]$$

Výpočet axiální síly působící na ložisko při maximálním zatížení zásobníku je znázorněn v rovnici č. 26.

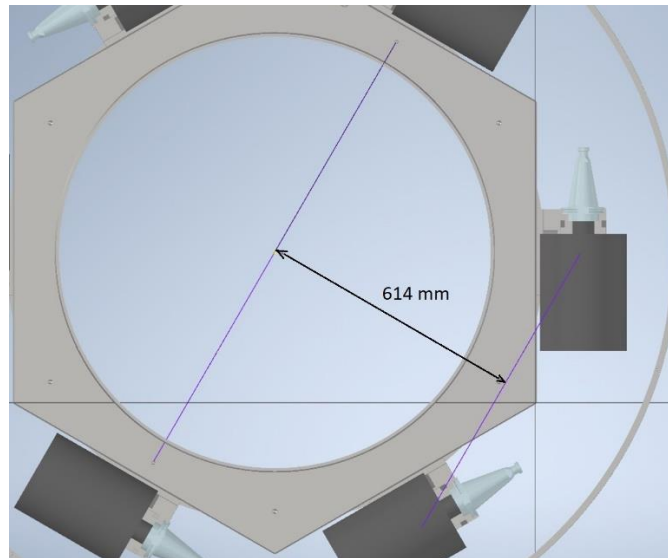
$$F_{axm} = m_{zás} \cdot g \quad (26)$$

Výpočet axiální síly působící na ložisko při maximálním zatížení zásobníku:

$$F_{axm} = 2943,117 \cdot 9,81 = 28871,978 [N] = 28,872 [kN]$$

Vzdálenost excentrického zatížení od osy viz. obrázek č. 32.

$$l_z = 614 [mm] = 0,614 [m]$$



Obrázek 31: Vzdálenost excentrického zatížení

Hmotnost systému pro uložení kužele viz. kapitola 5.2.1.

$$m_s = 47,609 \text{ [kg]}$$

Výpočet momentu působícího na uložení při maximální excentricitě uložení nástrojů je znázorněn v rovnici č. 27.

$$M_{zmax} = 14 \cdot m_s \cdot g \cdot l_z \quad (27)$$

Výpočet momentu působícího na uložení při maximální excentricitě uložení nástrojů:

$$M_{zmax} = 14 \cdot 47,609 \cdot 9,81 \cdot 0,614 = 4014,713 \text{ [Nm]} = 4,015 \text{ [kNm]}$$

Vybrané ložisko: **RTB 460 AMS**

Radiální síly na ložisko, které vzniknou pouze pasivními silami jsou zanedbány. Průměr zásobníku je 1200 mm. Při zvažení zatížení ložiska, tedy axiálních sil a klopného momentu a s tím souvisejících deformací, bylo zvoleno ložisko o řadu menší pro přílišné naddimenzování, které vyplývá ze statické, dynamické únosnosti a výše zmíněných deformací ložiska. Detailní parametry ložiska je možné vidět v příloze č. 4.

Tabulka 8: Parametry ložiska RTB 460 AMS

Stat. únosnost ax.	C_{a0}	2494,8	[kN]
Dyn. únosnost ax.	C_a	260,2	[kN]
Max. otáčky (olej)	S_{max}	200	[rpm]
Klopná tuhost	k_{MR}	201,3	$\left[\frac{\text{kNm}}{\text{mrad}} \right]$
Axiální tuhost	k_{AX}	7	$\left[\frac{\text{kN}}{\mu\text{m}} \right]$

Základní vzorec pro výpočet únosnosti ložiska je znázorněn v rovnici č. 28.

$$s = \frac{C}{F_e} \quad (28)$$

Výpočet statické únosnosti:

$$s_{01} = \frac{C_{a0}}{m_{zās} \cdot g} = \frac{2494,8}{2,943 \cdot 9,81} = \mathbf{86,412} [-]$$

Výpočet dynamické únosnosti:

$$s_1 = \frac{C_a}{m_{zās} \cdot g} = \frac{260,2}{2,943 \cdot 9,81} = \mathbf{9,013} [-]$$

Základní vzorec pro výpočet klopné tuhosti je znázorněn v rovnici č. 29.

$$k = \frac{M}{\Delta\varphi} \quad (29)$$

Výpočet maximálního úhlu natočení:

$$\Delta\varphi = \frac{M}{k} = \frac{4,015}{201,3} = \mathbf{0,02002} [mrad] = \mathbf{1,147 \cdot 10^{-3}} [^\circ]$$

Vzdálenost nejvzdálenějšího nástroje od ložiska:

$$l_N = \mathbf{2308} [mm]$$

Výpočet maximální odchylky v nejvzdálenějším bodě způsobené deformací ložiska je znázorněn rovnicí č. 30.

$$\Delta_l = \sin(\alpha) \cdot l_N \quad (30)$$

Výpočet maximální odchylky v nejvzdálenějším bodě způsobené deformací ložiska:

$$\Delta_{lL} = \sin(\Delta\varphi) \cdot l_N = \sin(1,147 \cdot 10^{-3}) \cdot 2308 = \mathbf{0,0462} [mm]$$

Základní vzorec pro výpočet tuhosti při zatížení silou v axiálním směru je znázorněn v rovnici č. 31.

$$k = \frac{F}{\Delta y} \quad (31)$$

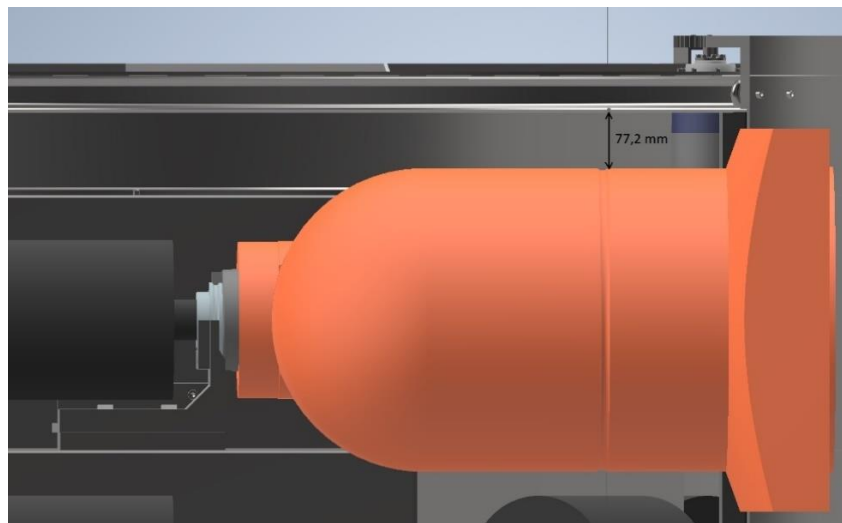
Výpočet deformace způsobené silou v axiálním směru:

$$\Delta y = \frac{F}{k} = \frac{28,872}{7} = \mathbf{4,125} [\mu m]$$

S ohledem na velikost a případný rozdíl mezi plným a prázdným zásobníkem je tato hodnota ve výpočtu odchylky poloh os zanedbána.

5.5. Návrh krytu zásobníku

V této kapitole bude navrženo krytování zásobníku, které je nezbytnou součástí pro bezpečnost obsluhy i ochranu nástrojů. Mezi důležité parametry krytu zásobníku patří dostatečný manipulační prostor, stavebnicová konstrukce a automatické otevírání krytu při výměně nástroje. Minimální dráha pohybu vertikálním směrem při vysunutí nástroje činí 48,75 [mm].



Obrázek 32: Vzdálenost mezi frézovací hlavou a kolejnicí dveří při upnutí nástroje

5.5.1. Dveře krytování zásobníku

Jelikož nebyla na trhu nalezena vyhovující soustava uložení pro posuvné dveře, byl navrhnut vlastní systém, který byl inspirován konceptem C-Rail od společnosti Matis industrial components. Funkce je založena na c profilu, který je ohnutý v požadovaném poloměru. Vozík, který je přišroubován k posuvným dveřím je osazen ložisky, na kterých jsou upevněna kolečka zapadající do profilu. Dveře jsou zavěšeny na čtyřech párech ložisek. [23]

5.5.2. Volba ložisek uložení dveří krytu

Hmotnost dveří krytu byla zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor.

$$m_{dv} = 133,294 \text{ [kg]}$$

Pro návrh ložisek bylo počítáno s krajním stavem, kdy by nesly dveře pouze horní, nebo spodní čtyři ložiska. Byla zvolena kuličková ložiska od společnosti SKF s označením W 637-2RS1 s krytou klecí, pro ochranu proti vniknutí nečistot.

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	3.97 kN
Basic static load rating	C ₀	1.96 kN
Fatigue load limit	P _u	0.083 kN
Limiting speed		19 000 r/min
Minimum load factor	k _r	0.035
Calculation factor	f ₀	12.4

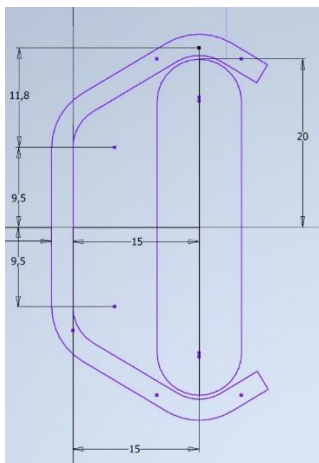
Obrázek 33: Parametry zvoleného ložiska

Výrobce udává požadovanou velikost statické bezpečnosti podle zkušeností pro tento typ úlohy $s_0 \geq 4$.

$$s_{02} = \frac{C_0}{m_{dv} \cdot g} = \frac{1960 \cdot 4}{133,294 \cdot 9,81} = 5,995 [-]$$

Z důvodu možnosti rázů v systému bylo přihlédnuto i k dynamické bezpečnosti.

$$s_2 = \frac{C}{m_{dv} \cdot g} = \frac{3970 \cdot 4}{133,294 \cdot 9,81} = 12,144 [-]$$



Obrázek 34: Základní rozměry C profilu

5.5.3. Volba pohonu dveří krytování zásobníku

V této kapitole bude navržen pohon dveří krytu, tedy motor s příslušnou převodovkou.

Tabulka 9: Vstupní parametry pro pohon dveří

Čas otevření dveří	t_{dv}	3	[s]
Čas zrychlení na pracovní rychlost otáčení	t	0,5	[s]
Hmotnost dveří	m_{dv}	133,294	[kg]
Účinnost	η	0,98	[-]

Základní vzorec pro výpočet kvadratického momentu k ose otáčení je znázorněn v rovnici č. 32.

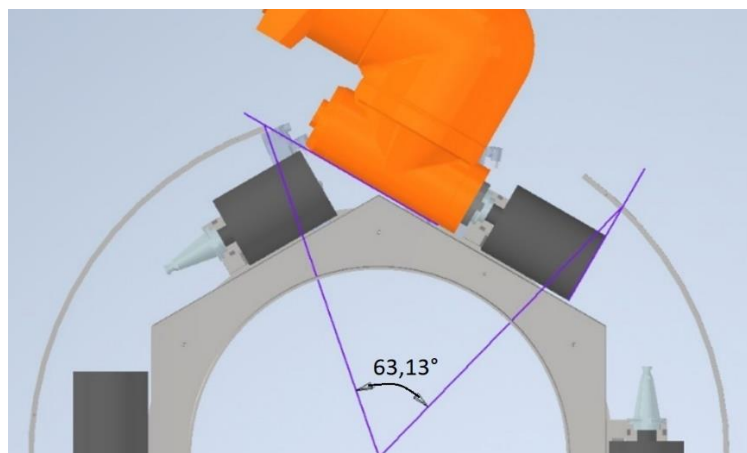
$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad (32)$$

Poloměr otáčení dveří určen ve středu tloušťky krycího plechu.

$$r_{dv} = 0,975 [m]$$

Výpočet kvadratické momentu dveří k ose otáčení:

$$I_{dv} = \frac{1}{2} \cdot m_{dv} \cdot r_{dv}^2 = \frac{1}{2} \cdot 133,294 \cdot 0,975^2 = 63,356 [kg \cdot m^2]$$



Obrázek 35: Minimální úhel otevření dveří krytu

5.5.4. Volba pohonu dveří krytu

V této kapitole je navržen pohon otevírání dveří krytu. [14], [15], [16]

Úhel otevření určen pomocí obrázku č. 36 s přídatkem:

$$\varphi_{dv} = 67 [^\circ]$$

Rychlost otevření zvolena 3 s

$$\omega_{dv} = \frac{\varphi_{dv}}{3} = \frac{67}{3} = 22,333 \frac{^\circ}{s} = 0,389 \frac{rad}{s}$$

Čas zrychlení dveří krytu na provozní rychlost zvolen 0,5 s.

$$\alpha_{dv} = \frac{\omega_{dv}}{t} = \frac{0,389}{0,5} = 0,778 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

Výpočet potřebného točivého momentu:

$$M_{tdv} = I_{dv} \cdot \alpha_{dv} = 63,356 \cdot 0,778 = 49,291 \text{ [Nm]}$$

Převodový poměr za převodovkou zvolen:

$$i_{34dv} = 21 \text{ [-]}$$

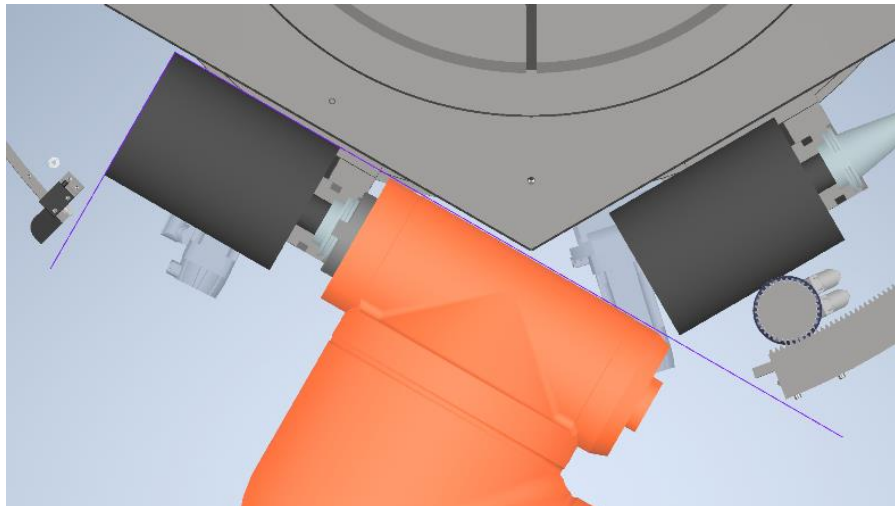
Výpočet maximálního potřebného točivého momentu:

$$M_{t34dv} = \frac{M_{tdv}}{i_{34dv} \cdot \eta} = \frac{49,291}{21 \cdot 0,98} = 2,395 \text{ [Nm]}$$

Byl zvolen motor od společnosti Wittenstein s vestavěnou planetovou převodovkou s označením TPMP004S-004T-6KB1-064B-W1-000. Detailní parametry motoru a převodovky je možné vidět v příloze č. 6.

Tabulka 10: Důležité parametry zvolené sestavy TPMP004S

Rozběhový moment	M_r	3,8	[Nm]
Brzdňý moment	M_b	4	[Nm]
Maximální otáčky motoru	S_{max}	1500	$\left[\frac{ot}{min} \right]$
Převodový poměr sestavy	i_s	4	[-]



Obrázek 36: Kontrola dostatečného manipulačního prostoru ve finálním modelu

5.5.5. Návrh ozubeného převodu

V této kapitole bude navržen ozubený hřeben a jemu příslušný pastorek pro motor s převodovkou *TPMP004S* [13]

Počet zubů pastorku zvolen:

$$z_{1dv} = 35$$

Výpočet počtu zubů fiktivního kola:

$$z_{2dv} = z_{1dv} \cdot i_{34dv}$$

$$z_{2dv} = 35 \cdot 21 = 735 [-]$$

Ozubená kola zvolena ze slitinové oceli ČSN 11 375 (S235 JRG 1):

$$c_1 = 10 [MPa]$$

$$\psi_1 = 25[-]$$

Výpočet potřebného modulu ozubení je znázorněn v rovnici č. 33.

$$m_{dv} = 8,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t34dv}}{2 \cdot \psi_1 \cdot c_1 \cdot z_{1dv}}} \quad (33)$$

Výpočet potřebného modulu ozubení:

$$m_{dv} = 8,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,395}{25 \cdot 10 \cdot 35}} = 0,443 [mm]$$

Výpočet minimální šířky ozubení je znázorněn v rovnici č. 34.

$$b_{dv} = \psi_1 \cdot m_{dv} \quad (34)$$

Výpočet minimální šířky ozubení:

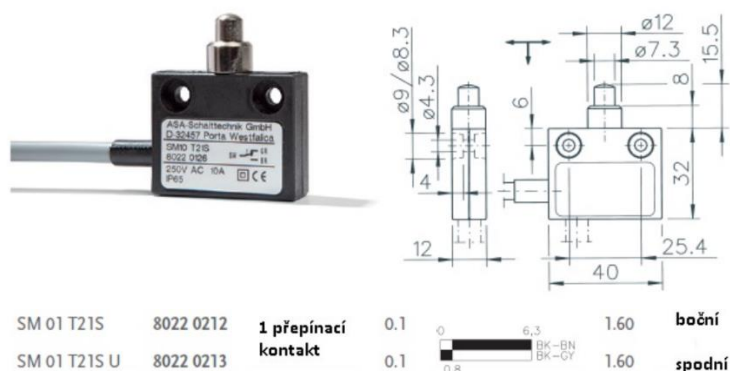
$$b_{dv} = 25 \cdot 0,443 = 11,075 [mm]$$

Pro příliš malé vypočtené rozměry, optimální cenu, složitost výroby a únosnost zvoleného materiálu zvoleno ozubení s modulem **2,5 [mm]** a šířkou ozubení **15 [mm]**.

Ozubená kola zvolena ze slitinové oceli ČSN 11 375 (S235 JRG 1), pro její svařitelnost a naddimenzování ozubení. Toto ozubení je přivařeno na horní část dveří krytu.

5.5.6. Řízení pohonu dveří krytu

V této kapitole bude popsáno řízení dveří mezi krajními polohami. Pohon dveří je řízen z hlavního panelu, poloha dveří je odměřována pomocí enkodéru, který je zabudován v zadní části motoru. Zpětnou vazbu v koncových polohách zajišťují dva koncové spínače. Vybrány byly koncové spínače od společnosti Teprostroj s.r.o. s označením SM 4 T2S1. které disponují kovovým akčním členem a dvěma kontakty NC (normally close) a NO (normally open).



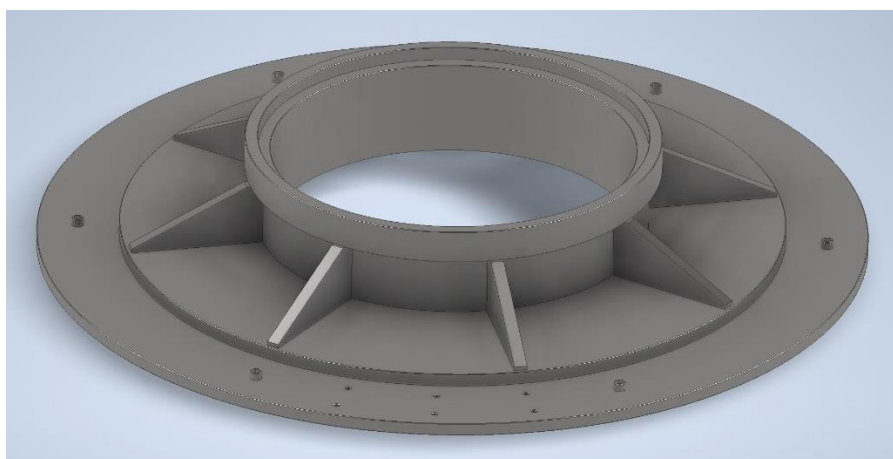
Obrázek 37: Parametry koncového spínače

6. Konstrukce a montáž jednotlivých dílů zásobníku

V této kapitole jsou popsány jednotlivé konstrukční části zásobníku a jejich montáž. Pro svařované součásti byla zvolena konstrukční ocel s označením ČSN 11 375 (S235 JRG 1), která se používá pro svařence středních tlouštěk. Pro podstavec a věnec hlavního ozubení pak nelegovaná ocel pro odlitky ČSN 42 2643, která se používá pro konstrukční celky. [21]

6.1. Podstavec zásobníku

Tato konstrukční část slouží k ustavení a upevnění zásobníku v prostoru stroje. Umístěn je podle zadání na konci osy X, tedy na kraji pracovního prostoru. Na součásti jsou obrobeny plochy pro uložení ložiska, uložení v pracovním prostoru (spodní plocha) a plocha před prvním odsazením, na kterou je připevněn držák motorů. Součást je spojena s podlahou pomocí šroubů s kuželovou hlavou M12x25. Šrouby nejsou zapuštěny pro případ horší kvality podkladu, tedy pro možnost vyrovnání zásobníku do přesné polohy.

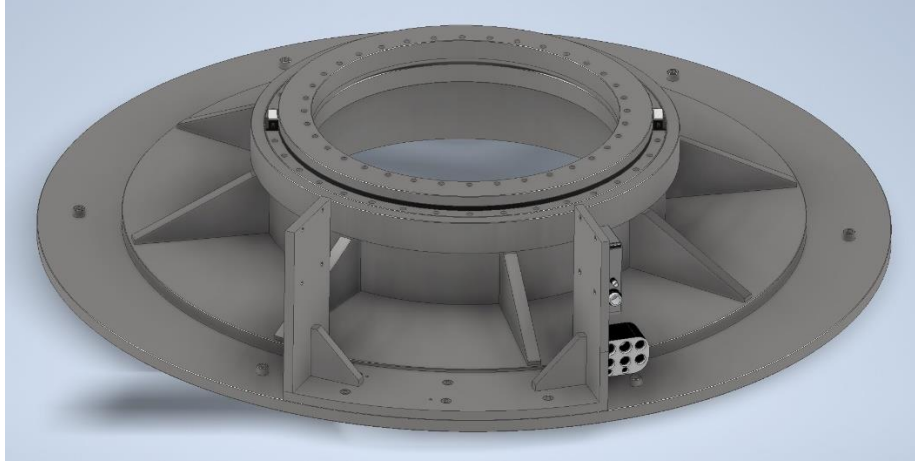


Obrázek 38: Podstavec zásobníku

6.2. Držák motorů a ložisko

Do vnitřního osazení podstavce je uloženo ložisko navržené v kapitole 5.4. První odsazení od spodu podstavce slouží pro přesné uložení držáku motorů. Na obrázku č. 40 je možné vidět uvedené ložisko se dvěma odměřovacími hlavami. Dále je zde možné vidět držák motorů na kterém je upevněn konvertor signálů z odměřovacích hlav na unifikovaný signál a

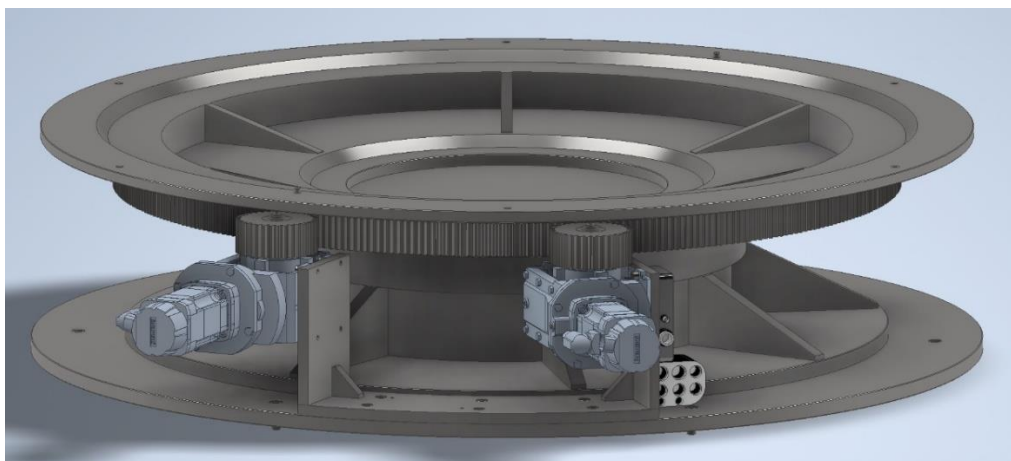
konektorové pole, které slouží pro připojení zásobníku k hlavnímu řídicímu systému. Do tohoto pole jsou zapojeny jak energetická vedení, tak i vedení od enkodérů a koncových spínačů. Držák motorů je připevněn k podstavci pomocí zapuštěných šroubů s válcovou hlavou M10x20.



Obrázek 39: Uložení ložiska a držáku motorů

6.3. Věnc s ozubením a ložení motorů

Na obrázku č. 41 je možné vidět uložení motorů a věnce s ozubením, který je shora uložen v křížovém ložisku. Díky uložení držáku motorů do podstavce, který je přes křížové ložisko spojen s věncem, je zajištěna přesná poloha mezi pastorky a poháněným ozubeným kolem. Motory jsou k držáku připevněny pomocí šroubů s válcovou hlavou M8x22. Ozubení, které je z jiného materiálu než věnec, je na odlitek nalisováno, tento nalisovaný spoj byl navržen v kapitole č. 5.3.3. Na odlitku jsou dále obrobena plochy pro uložení na ložisko a horní plocha, která slouží pro uložení samotné konstrukce zásobníku.

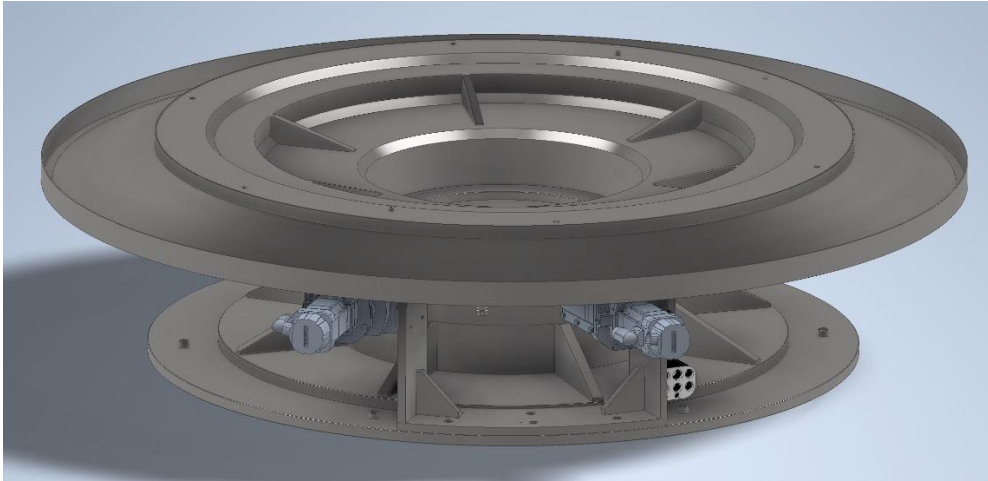


Obrázek 40: Uložení věnce ozubení a motorů

6.4. Odkapová nádoba na chladicí a řeznou emulzi

Jelikož je často při obrábění využíváno chladicí a řezné emulze, která po vložení nástroje do zásobníku bude stékat dolů, je nutné opatřit zásobník nádobou na sběr této kapaliny. Pro tuto funkci byla navržena plechová nádoba, která je volně nasazena na věnec ozubení. Díky volnému uložení bude možné při pravidelném vypouštění pootočit nádobu vypouštěcím

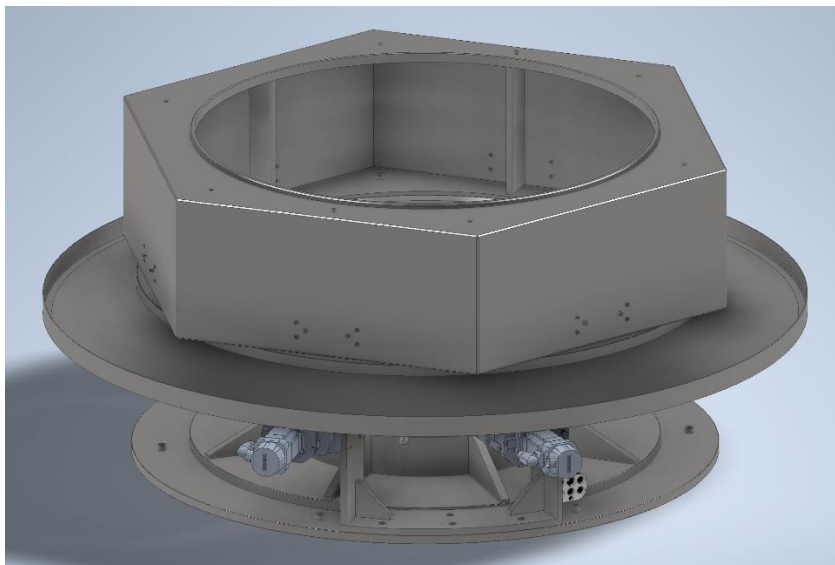
otvorem směrem ke dveřím krytu a nebude nutné otáčet celým zásobníkem. Na věnci ozubení je tato nádoba axiálně zajištěna osazením. Při montáži je pouze nasazena na věnec před uložení těla zásobníku.



Obrázek 41: Odkapová nádoba na chladicí a řeznou emulzi

6.5. Tělo zásobníku

Tělo zásobníku, na kterém jsou upevněny systémy pro uložení nástroje, je připevněno k věnci ozubení pomocí šesti šroubů s kuželovou hlavou M10x20. Přesná poloha těla zásobníku vůči věnci s ozubením je zajištěna dvěma válcovými kolíky 8x14 mm. Po obvodu šestiúhelníkového boxu jsou připraveny montážní závity pro uchycení systému uložení nástroje. Přesná poloha těchto systémů na těle zásobníku je určena opět válcovými kolíky, a to 8x14 mm. Pro snazší montáž dalšího patra zásobníku je na horní ploše vytvořeno osazení. Přesnou polohu mezi jednotlivými patry zajišťují stejné válcové kolíky jako na spodní ploše.



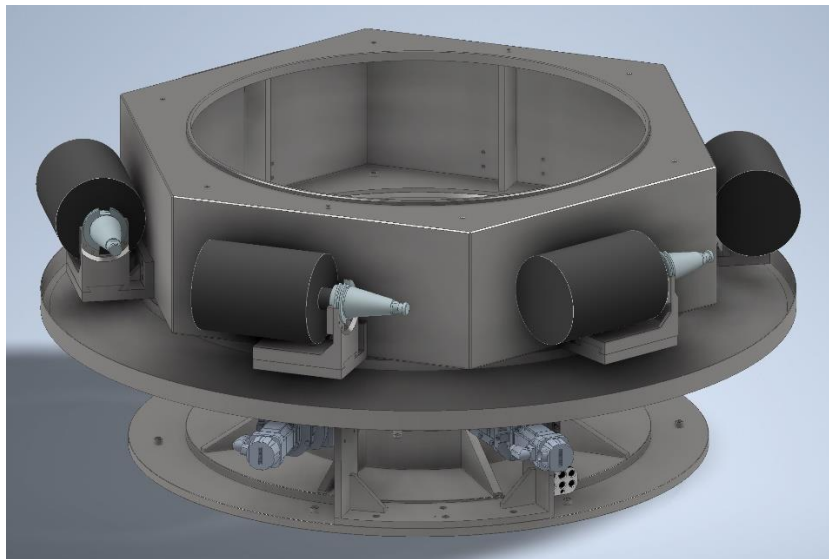
Obrázek 42: Uložení těla zásobníku

Na obrázku č. 43 je možné vidět první patro těla zásobníku. Díky této stavebnicové struktuře je možné zásobník navrhnut v jakékoliv konfiguraci ohledně počtu nástrojů,

samozřejmě v násobcích šesti a do určitého limitu výšky související se stabilitou a tuhostí nosných částí.

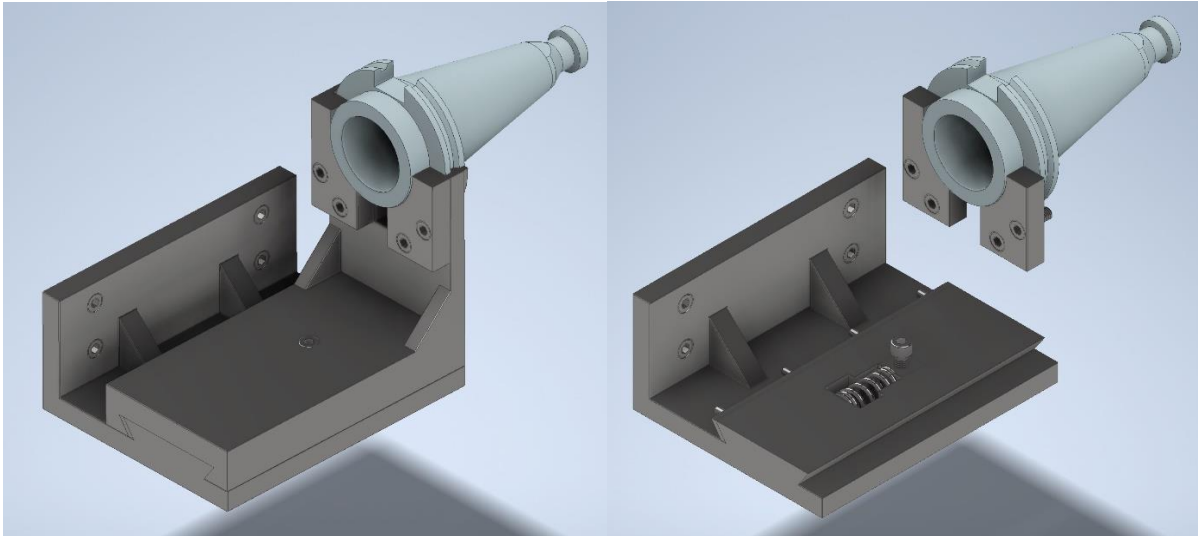
6.6. Uložení nástrojů na zásobníku

Nástroje jsou uloženy po obvodu zásobníku uprostřed každé plochy, zarovnané se spodní hranou dílu těla. Jak již bylo zmíněno, byl vybrán systém založen na vložení nástroje shora, se dvěma podpěrnými destičkami. Kontrola tuhosti uložení a tření potřebného k zamezení vyklouznutí nástroje z držáku je teoreticky zkontrolováno v kapitole 7.2.3. V případě že by při praktické zkoušce uložení nevyhovovalo, je možné nástroj podepřít například silonovým blokem. Nevýhodou této varianty by bylo to, že by tak pro každý nástroj musela být udělána speciální podpora a každý nástroj by musel mít své vlastní místo v zásobníku.



Obrázek 43: Uložení nástrojů na těle zásobníku

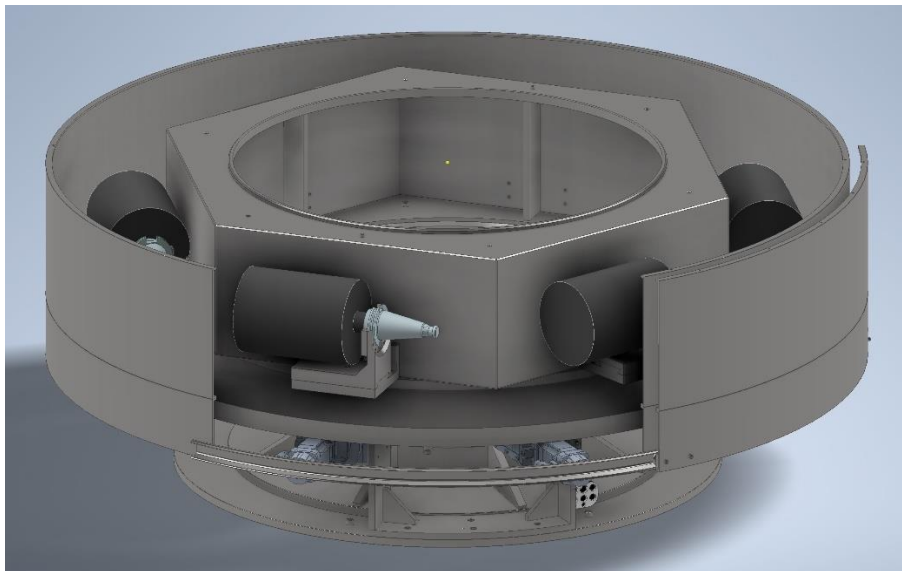
Pro správnou funkci je nutné umožnit kuželu axiální posuv v jeho ose. Při uchopení kužele vřeteno přejíždí pozici až o 1 mm. Této funkce bylo docíleno pomocí rybinového vedení, jehož vůle je vymezena klínem, na který tlačí čtyři šrouby. K horní části rybinového vedení je přišroubována T-matice, která má vlastní vedení ve spodní části. Ve vedení je tato matice předeprnuta pružinou o síle 200 N pro zajištění vratného pohybu. Pro zvýšení tuhosti byly přidány zpevňující žebra.



Obrázek 44: Uložení kužele

6.7. Krytování zásobníku

Pro zachování stavebnicové konstrukce, je kryt složen z jednotlivých pater stejné výšky jako vnitřní moduly. Tyto části jsou svařeny z pětimilimetrového plechu a jsou sešroubovány pomocí lemů, konkrétně šrouby s válcovou hlavou M5x10, které také zastupují funkci zpevnění celku. K těmto sedmi částem jsou přidány shora a zespodu nižší díly, které slouží pro uchycení kolejnic dveří a dodržení dostatečné vzdálenosti těchto kolejnic od prostoru pro uchopení nástroje.

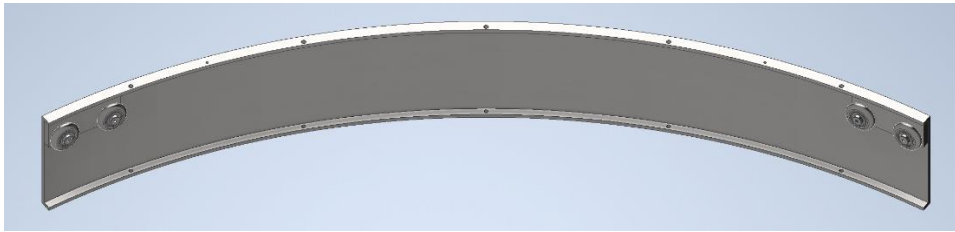


Obrázek 45: Spodní díl krytování zásobníku s kolejnicí

6.7.1. Dveře krytování

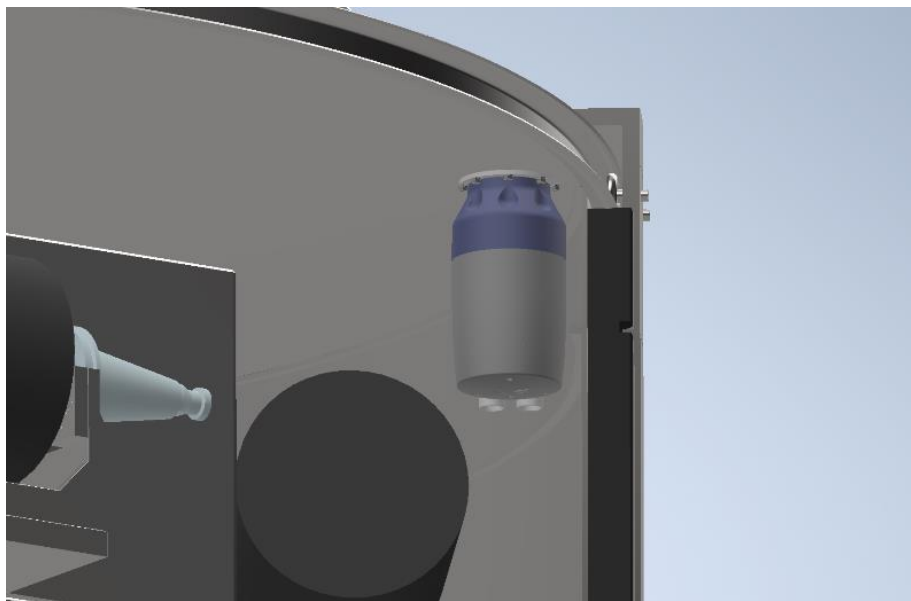
V kapitole 5.5. byl navržen posuvný systém uložení, založený na kolejnici ve tvaru C, která je přivařena na kryt zásobníku, a vozících s kolečky uloženými na kuličkových ložiscích. Vozíky jsou přišroubovány pomocí šroubů s kuželovou hlavou M6x14 ke dveřím krytu a zarovnány s boční hranou a lem součástí. Dveře krytu stejně jako samotný kryt obsahují

sedm částí stejné výšky jako vnitřní moduly a dvě nižší části, na které jsou upevněny jmenované vozíky. Mezi sebou jsou spojeny stejně jako kryt šrouby s válcovou hlavou M5x10.



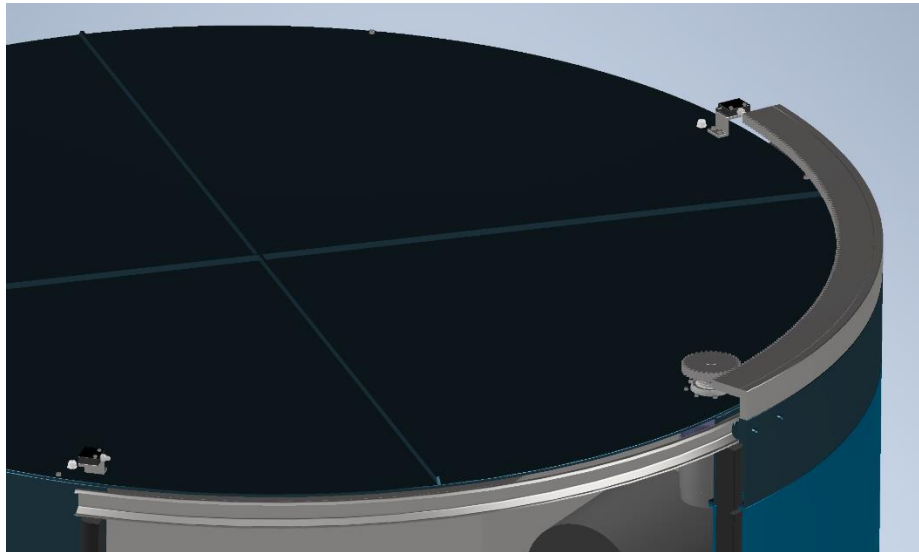
Obrázek 46: Uložení nosných vozíků dveří krytu

Dveře jsou poháněny motorem od společnosti Wittenstein s vestavěnou planetovou převodovkou. Jelikož potřebný točivý moment je velice malý, byl zvolen motor s převodovkou disponující nejvyšším možným převodovým poměrem. K horní části s vozíky je přišroubována část s ozubením pro přenos kroutícího momentu z pastorku motoru. Otvírání a zavírání dveří tedy dojezd do koncových poloh je řízen přes enkodér zabudovaný do motoru. Zpětnou vazbu v krajních polohách zajišťují koncové spínače od společnosti Teprostrój. Motor osazen přírubou je upevněn do horní části krytu pomocí šroubů s válcovou hlavou M4x14.



Obrázek 47: Uložení motoru pro pohon dveří krytu

Pastorek s hřídelí jsou vyrobeny jako monolit ze stejného materiálu jako ozubení. Tento monolit je připevněn k motoru šrouby s válcovou hlavou M4x10 a vystředěn pomocí zahloubení v hřídeli motoru. Pro protažení kabelů od koncových spínačů do vnitřního prostoru krytu je využito kabelových průchodek se závitem M14.



Obrázek 48: Detailní pohled na soustavu pastorek-hřeben a koncové spínače

Kabeláž je možné vést po vnitřní straně krytu do konektorového pole umístěného na držáku motorů. Pro přesné nastavení osové vzdálenosti ozubení je možné využít uložení koleček na vozíku, tedy posouvat polohu koleček vůči vozíku v axiálním směru. Jak je možné vidět na obrázku č. 50, horní kryt je tvořen kruhovým plechem vyztuženým křížovými žebry, který je přišroubován ke zbytku krytu pomocí šroubů s válcovou hlavou M5x10.

Kryt zásobníku není absolutně těsný, ale pro snížení možnosti vniknutí nečistot v době, kdy je uzavřen, jsou krajní hrany osazeny gumovým těsněním. Tato těsnění je možné vidět na obrázku č. 49.

6.7.2. Způsob vkládání nástrojů do zásobníku

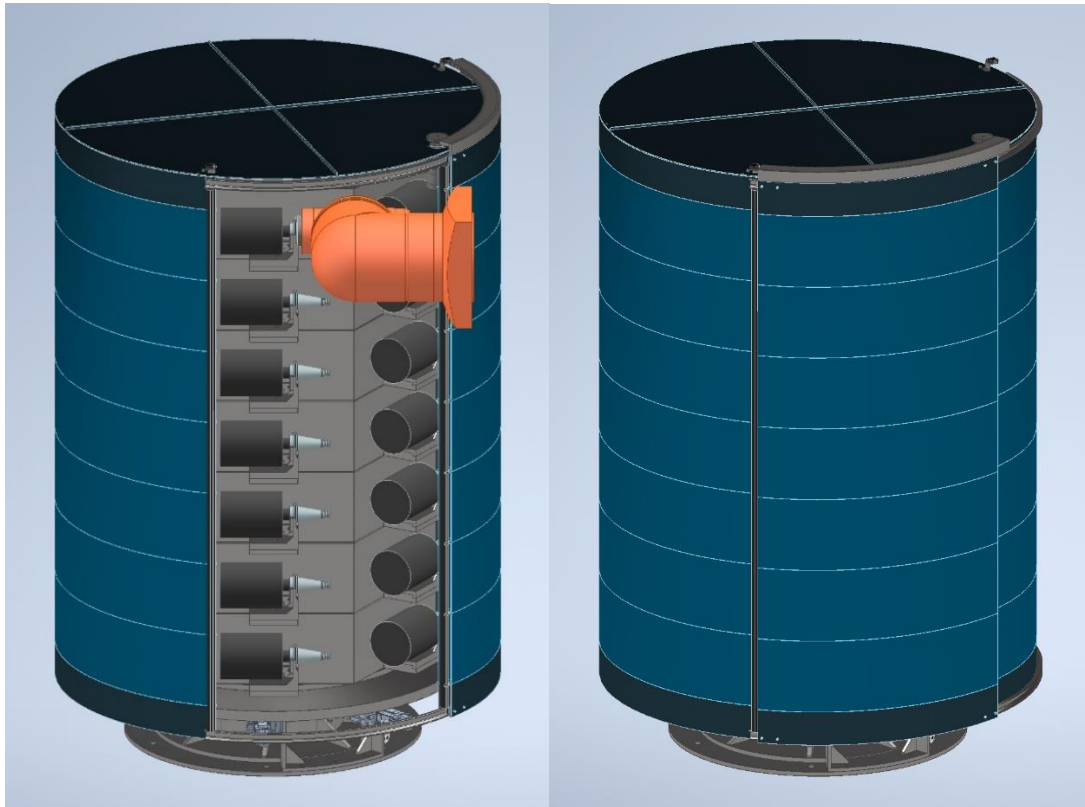
Nástroje jsou připravovány v nástrojárně, tato příprava spočívá v měření, ostření a zakládání nástrojů do kuželů ISO 50. Jelikož má zásobník na výšku minimálně 2390 mm od podlahy pracovního prostoru stroje, ukládání nástrojů do něj je velmi komplikované.

Jednou z možností je zakládání nástrojů obsluhou do vřetene, nebo frézovací hlavy stroje. Stroj poté nástroj umístí na předem určené místo v zásobníku.

Další možnost je zakládání nástrojů do zásobníku přímo obsluhou stroje. S ohledem na výšku polohy nejvýše uloženého nástroje (přibližně 2230 mm), by byla tato práce komplikovaná. Bylo by nutné do prostoru stroje dopravit certifikované zdvihací zařízení.

Pro nástroje by také mohl být vyvinut speciální regál, se kterým by se přejelo z nástrojárny do pracovního prostoru stroje. Stroj by odebíral nástroje z předepsané polohy v regálu a ukládal do předepsaného místa v zásobníku. Pro tuto možnost by bylo nutné vytvořit další předepsané místo v pracovním prostoru stroje pro regál s nástroji.

S ohledem na bezpečnost obsluhy preferuji poslední možnost, kdy se nástroje připraví v nástrojárně do speciálního regálu, ze kterého si nástroje stroj přeloží do zásobníku.



Obrázek 49: Kompletní sestava s krytem zásobníku

7. Metoda konečných prvků (MKP)

MKP slouží pro pevnostní a tuhostní analýzu součástí. Tento postup analýzy součástí je vhodný pro výpočet komplexních úloh, které mají jinak složité řešení, například analytickými postupy.

MKP lze popsat jako numerickou metodu řešení diferenciálních rovnic, která má uplatnění v mnoha oblastech fyziky. Složitý model podrobený analýze se rozdělí na konečný počet prvků s jednoduchou geometrií. V hraničních bodech těchto prvků jsou pak vypočítány potřebné veličiny jako například napětí, posunutí, rotace a další. Jednotlivé prvky sdílí hraniční body, výstupní veličiny z jednoho prvku se stávají vstupní veličinou dalšího prvku. Tímto způsobem jsou v každém uzlovém bodě spočteny požadované veličiny. Podle popsaného způsobu výpočtu se nazývá metoda konečných prvků. [20]

MKP je velmi oblíbenou metodou pro výpočet mechanických veličin ve strojním a stavebním inženýrství.

7.1. Úprava konstrukce jednotlivých částí na základě zjištěné deformace

V této kapitole budou popsány úpravy jednotlivých modelů na základě zjištěné deformace analýzou MKP. Pro zjednodušení výpočtu, byly zátěžné stavy transformovány až na nejspodnější patro zásobníku. Kontrolována byla deformace zásobníku při maximálním zatížení, deformace prázdného zásobníku (rozdíl těchto hodnot udává možnou odchylku polohy nástrojů), nejhorší možné osazení zásobníku nástroji (excentricky na dvou sousedních plochách), deformace systému uložení nástroje, deformace klopným momentem v místě

uložení kužele a kontakt mezi kuželem a uložením, tak aby nedošlo k vyklouznutí. V tabulce č. 11 jsou popsány vstupní parametry pro analýzu MKP.

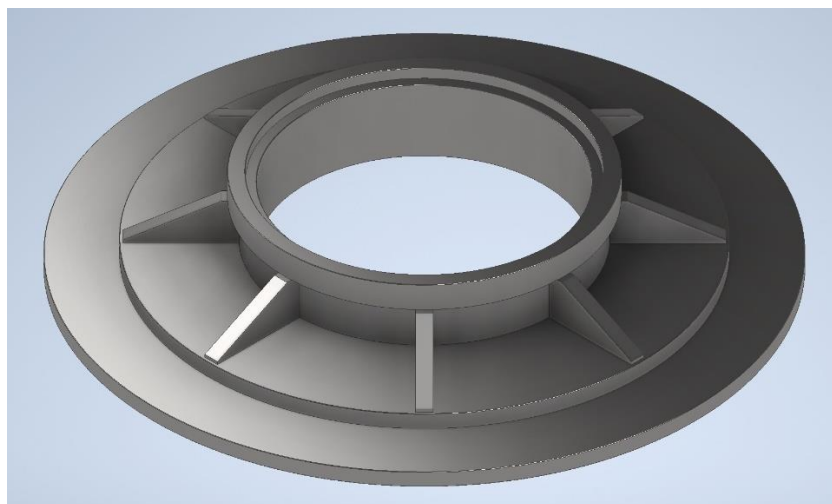
Tabulka 11: Vstupní parametry pro MKP působící na spodní patro

Působící síla při plném zásobníku	F_{spl}	30,465	[kN]
Působící síla při prázdném zásobníku	F_{spr}	20,542	[kN]
Klopný moment od nástroje	M_n	60	[Nm]
Součinitel tření ocel-ocel	f_o	0,15	[-]
Maximální hmotnost nástroje	m_{nmax}	25	[kg]
Hmotnost kužele	m_k	3,1	[kg]
Síla působící na nástroj (od klopného momentu)	F_n	190	[N]

Pomocí pevnostní analýzy byla zjištěna kritická místa zásobníku a některé části musely být upraveny. Jednalo se především o nosné části, tedy podstava, věnec s ozubením a systém uložení nástroje.

7.1.1. Úprava konstrukce podstavy zásobníku

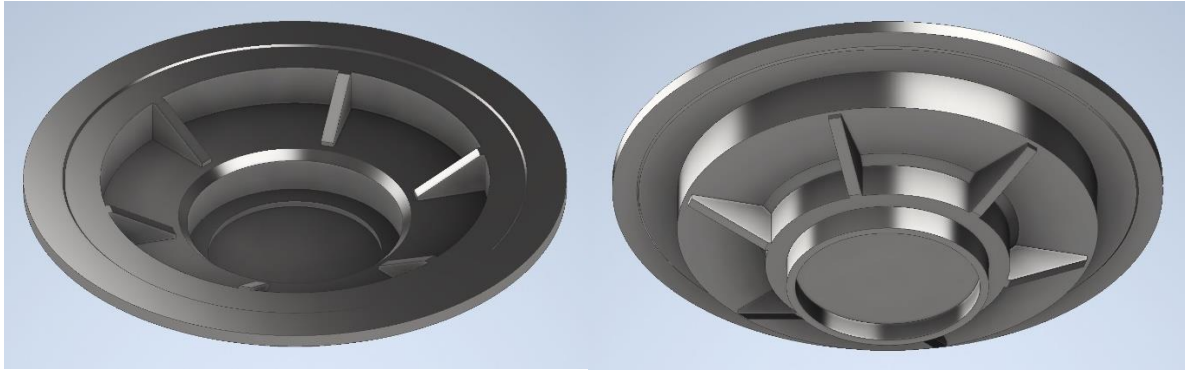
Nejvíce zatěžovanou součástí je právě podstava, které nese veškerou váhu zásobníku. Díky žebřům, která již v předběžném návrhu byla správně orientovaná do tlaku, spočívala úprava této součásti pouze ve zvětšení tloušťky celého odlitku na **30 mm**.



Obrázek 50: Upravený model podstavy zásobníku

7.1.2. Úprava konstrukce věnce pro ozubení

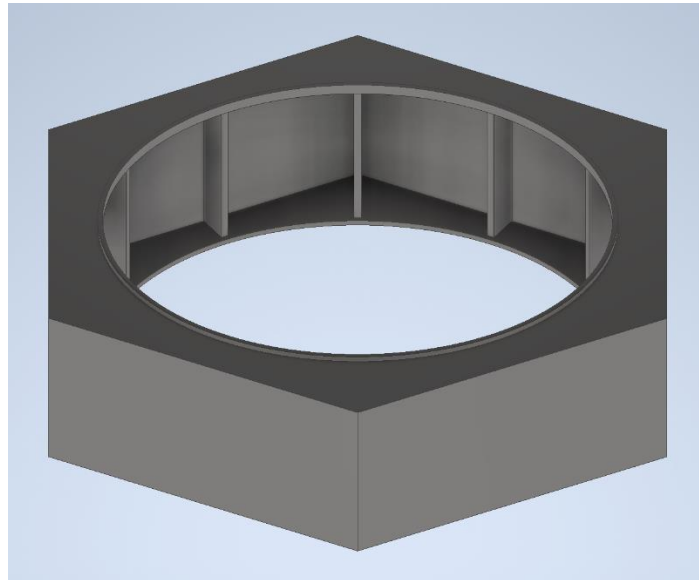
U této součásti nebyla úprava tak jednoduchá jako u předešlé. V předběžném návrhu byla snaha udělat zásobník co nejmenších rozměrů, výztužná žebra byla použita pouze na horní vnitřní straně (v místě nalisovaného ozubení), avšak zde síla působila na žebra tahem. Analýza ukázala, že tato součást se deformuje ze všech nejvíce. Na součásti byla stejně jako u podstavy zvětšena tloušťka odlitku na **30 [mm]**, dále musela být zvýšena o **100 [mm]** a pod nalisované ozubení byla přidána žebra, která jsou namáhána tlakem.



Obrázek 51: Upravený model věnce pro ozubení

7.1.3. Úprava konstrukce těla zásobníku

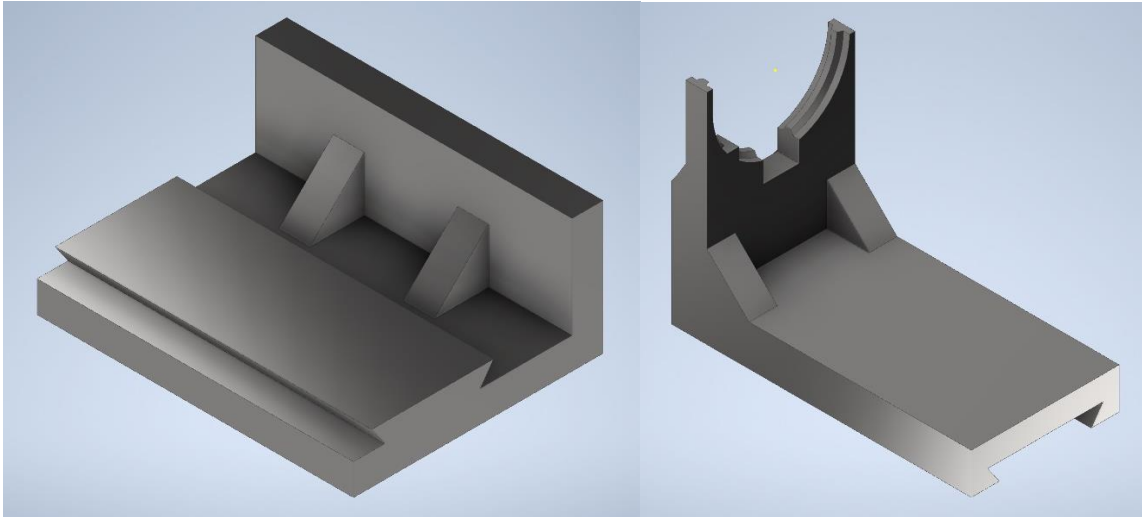
Na této součásti byla zaznamenána nejnižší deformace, avšak byla na hraně použitelnosti, proto i tato součást byla vyztužena příčnými žebry ve vnitřní dutině a zvětšením tloušťky obvodových nosných stěn na **15 [mm]**.



Obrázek 52: Upravený model těla zásobníku

7.1.4. Úprava konstrukce systému uložení nástroje

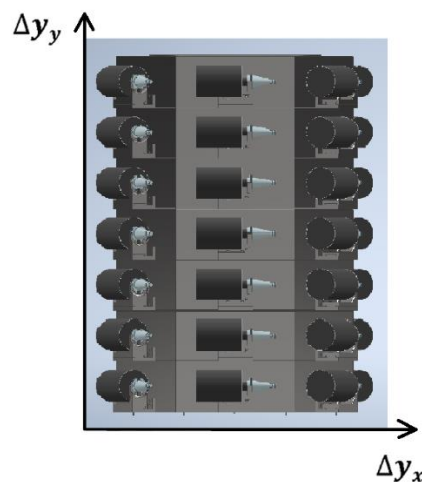
V případě této součásti a s ní souvisejícím uložení kužele byla kontrolována deformace způsobená klopnými momenty jak v místě uchycení na tělo zásobníku (od hmotnosti systému s nástrojem), tak klopný moment od excentricky uloženého nástroje s kuželem. Bylo nutné zvýšit pevnost jak uložení kužele (zatížené klopným momentem), tak i úhelníku, který nese tento systém. Součásti musely být zpevněny zvětšením tloušťky materiálu a vyztužovacích žebber na **20 [mm]**.



Obrázek 53: Upravené modely systému uložení nástroje

7.2. MKP kontrola optimalizovaného modelu zásobníku

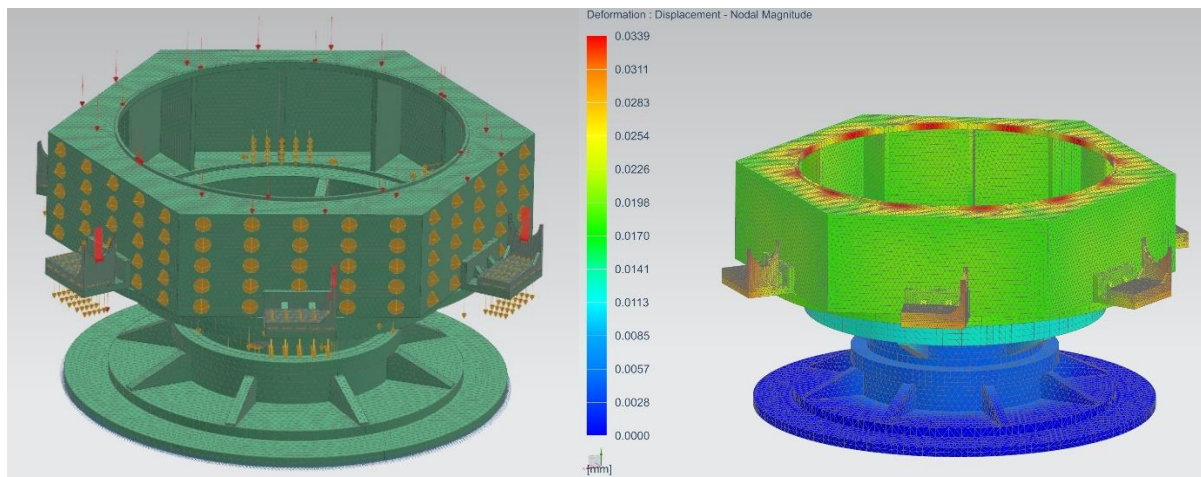
Pro analýzu a tvorbu sítě bylo nutné veškeré potřebné modely zjednodušit (odstranit sražení hran, díry a složité tvary) a odstranit nepotřebné součásti jako šrouby, kolíky a další. Pro všechny součásti byla využita síť 3D Tetrahedral. Pro maximální dovolenou deformaci součástí se hodnoty napětí pohybují v jednotkách maximálně desítkách MPa, kontrola se tedy zaměřuje pouze na hodnoty posunutí jednotlivých bodů mezi jednotlivými analýzami.



Obrázek 54: Směry kladných posunutí pro výpočet maximálního rozdílu poloh os kužele

7.2.1. Kontrola deformace při plně naloženém zásobníku

Při tomto výpočtu byla kontrolována hodnota posunutí ve vertikálním směru (všechny síly působí v axiálním směru). Spojení součástí bylo navrženo tak, aby nebyl možný posuv jednotlivých částí mezi sebou, pro analýzu byli tedy součásti spojeny pomocí funkce Surface to Surface Gluing. Fixována byla spodní plocha podstavy a hlavní zatížení od hmotnosti zbytku zásobníku F_{spl} bylo zadáno na horní plochu spodního dílu těla zásobníku. V místech uložení nástrojů byla zadána síla působící od hmotnosti nástroje s kuželem o hodnotě **275,661 N**. Poslední okrajovou podmínkou je pak síla působící od hmotnosti analýzou podrobených součástí.



Obrázek 55: Okrajové podmínky a výstup analýzy (plný zásobník)

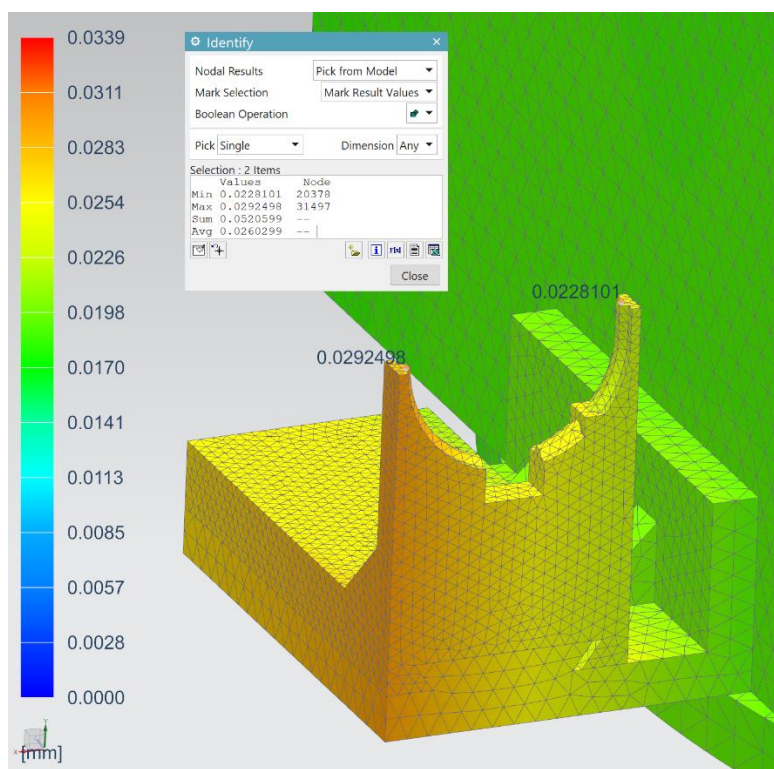
Hodnota posunutí ve vertikálním směru:

$$\Delta y_{y1} = -0,026 \text{ [mm]}.$$

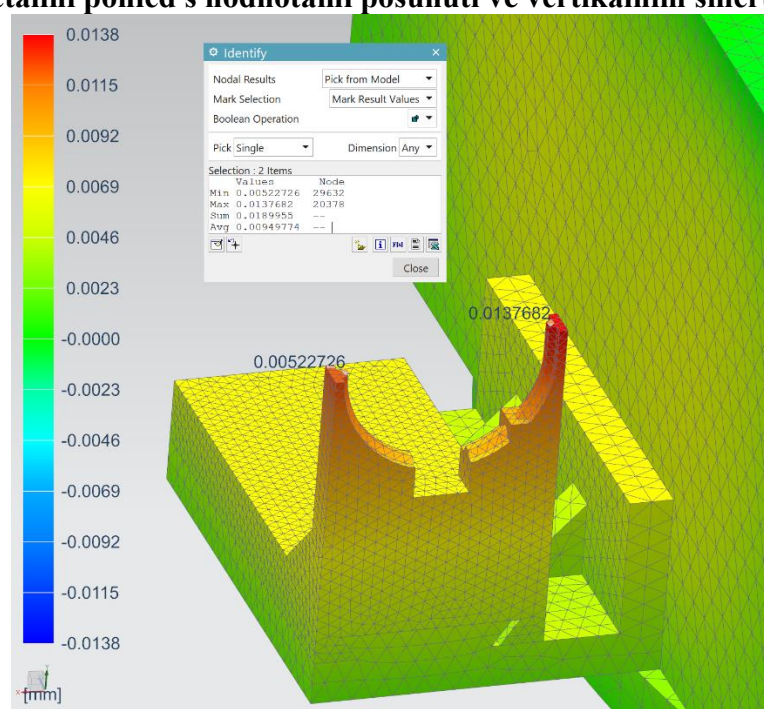
Hodnota posunutí v horizontálním směru:

$$\Delta y_{x1} = -0,0094 \text{ [mm]}$$

Dále je možné vidět, že rozdíl deformací mezi horní a spodní hranou těla je v řádech desetitisícin milimetru, tedy v zanedbatelných hodnotách. Je počítáno s tím, že tyto posunutí jsou stejná jak na spodním, tak na vrchním patře zásobníku.



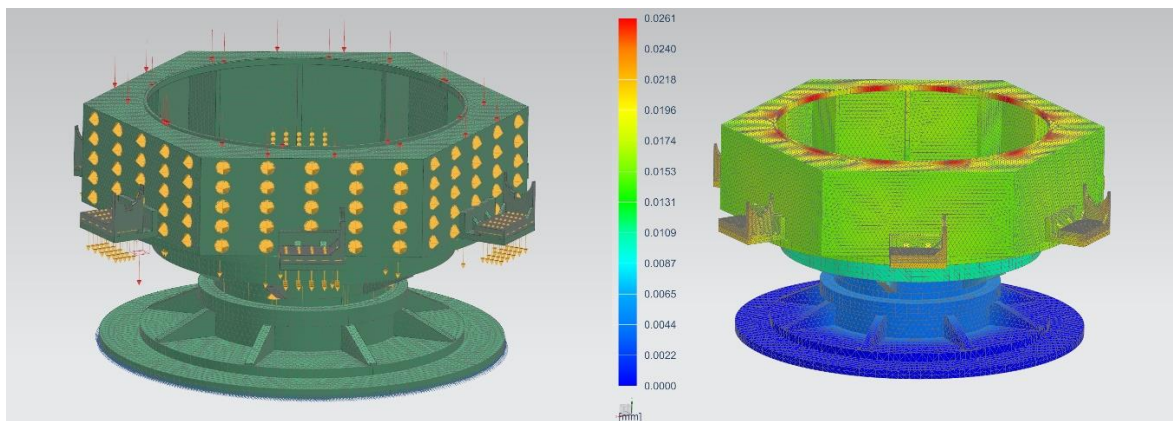
Obrázek 56: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (plný zásobník)



Obrázek 57: Detailní pohled s hodnotami posunutí v horizontálním směru (plný zásobník)

7.2.2. Kontrola deformace při prázdném zásobníku

Výpočtový model je stejný jako při předešlé analýze s tím rozdílem, že v této variantě není uvažováno zatížení od nástrojů s kuželem. Rozdílem hodnot posunutí při plném a prázdném zásobníku je možné určit největší možnou odchylku.



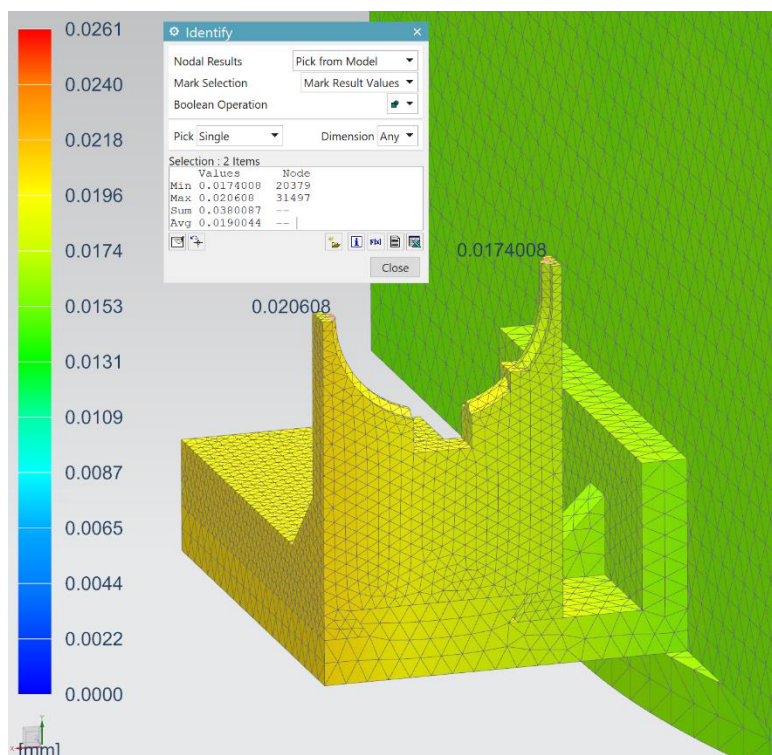
Obrázek 58: Okrajové podmínky a výstup analýzy (prázdný zásobník)

Hodnota posunutí ve vertikálním směru:

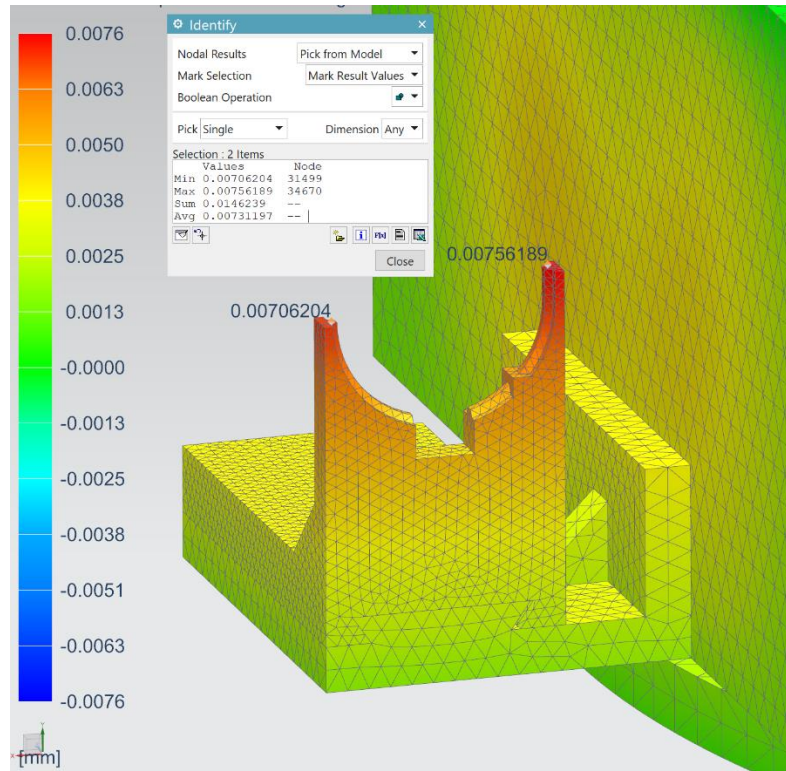
$$\Delta y_{y2} = -0,019 \text{ [mm]}$$

Hodnota posunutí v horizontálním směru:

$$\Delta y_{x2} = -0,0073 \text{ [mm]}$$



Obrázek 59: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (plný zásobník)



Obrázek 60: Detailní pohled s hodnotami posunutí v horizontálním směru (plný zásobník)

Výpočet rozdílu deformací mezi plným a prázdným zásobníkem ve vertikálním směru:

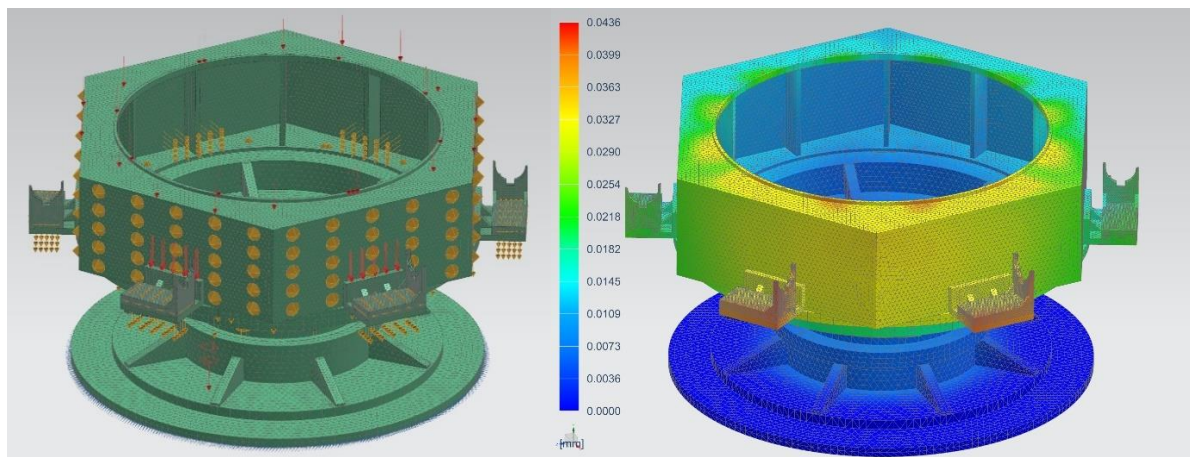
$$\Delta y_{cv1} = |\Delta y_{y1}| - |\Delta y_{y2}| = 0,026 - 0,019 = \mathbf{0,007 [mm]}$$

Výpočet rozdílu deformací mezi plným a prázdným zásobníkem v horizontálním směru:

$$\Delta y_{ch1} = |\Delta y_{x1}| - |\Delta y_{x2}| = 0,0094 - 0,0073 = \mathbf{0,0021 [mm]}$$

7.2.3. Kontrola deformace při excentrickém zatížení zásobníku

Excentrickým uložením nástrojů pouze na dvě sousední strany zásobníku vznikne klopný moment působící na nosné části. Okrajové podmínky jsou stále stejné až na změnu poloh působících sil. Síla působící od všech 14 nástrojů je rozložena pouze na dvě strany zásobníku.



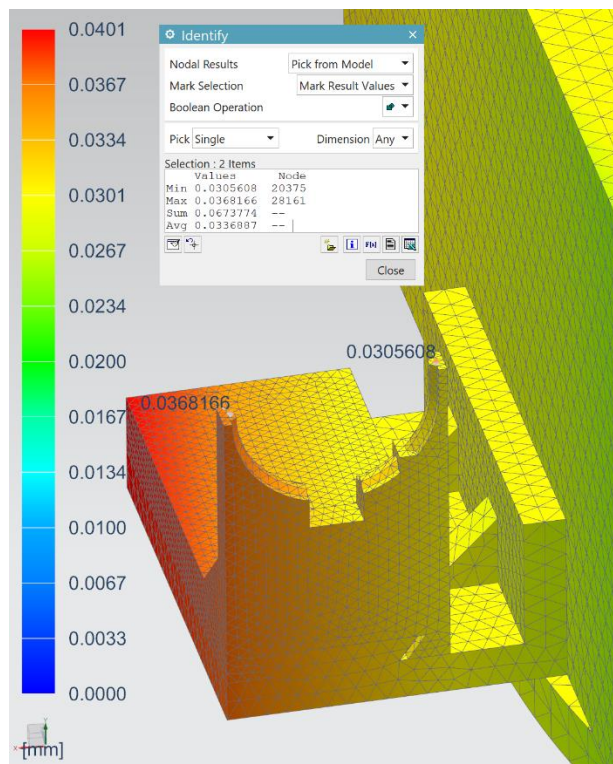
Obrázek 61: Okrajové podmínky a výstup analýzy (excentrické zatížení)

Hodnota posunutí ve vertikálním směru:

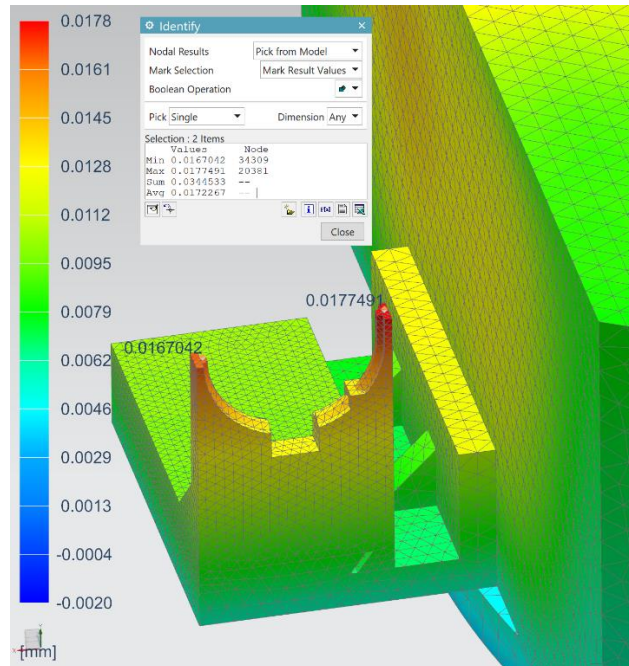
$$\Delta y_{y3} = 0,034 \text{ [mm]}$$

Hodnota posunutí v horizontálním směru:

$$\Delta y_{x3} = 0,017 \text{ [mm]}$$



Obrázek 62: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (excentrické zatížení)



Obrázek 63: Detailní pohled s hodnotami posunutí v horizontálním směru (excentrické zatížení)

Výpočet rozdílu deformací mezi excentricky zatíženým zásobníkem a prázdným zásobníkem v horizontálním směru:

$$\Delta y_{cyv2} = |\Delta y_{y3}| - |\Delta y_{y2}| = 0,034 - 0,019 = \mathbf{0,015 [mm]}$$

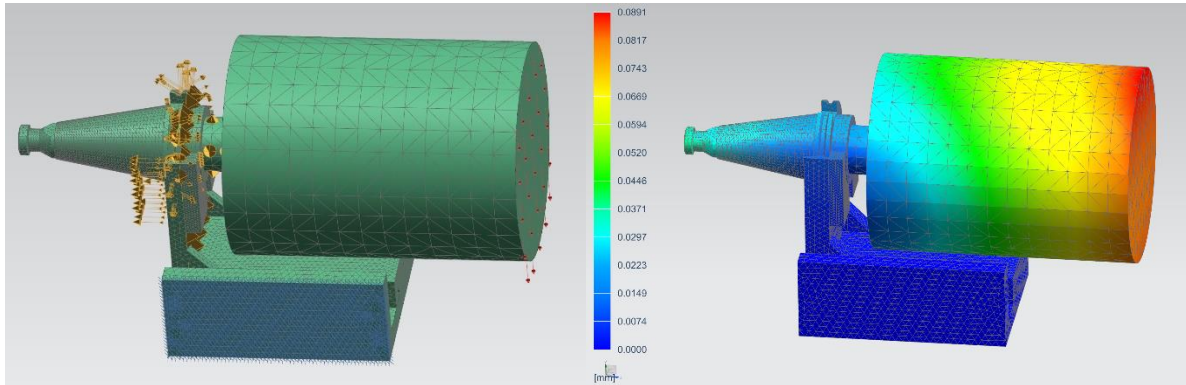
Výpočet rozdílu deformací mezi excentricky zatíženým zásobníkem v horizontálním směru:

$$\Delta y_{cxh2} = |\Delta y_{x3}| - |\Delta y_{x2}| = 0,017 - 0,0073 = \mathbf{0,0097 [mm]}$$

Z analýzy vyplývá, že nejhorším možným zátěžným stavem zásobníku je excentrické uložení nástrojů.

7.2.4. Kontrola uložení kužele

Poslední analýzou na modelu zásobníku je kontrola kontaktu mezi kuželem a jeho uložení, tedy zda nemůže dojít k vyklouznutí kužele z uložení a ohybu součástí klopným momentem od nástroje. Pro tento výpočet bylo využito jen modelů systému uložení a kuželu s nástrojem. Uložení bylo spojeno pevně pomocí funkce surface to surface gluing a na veškeré plochy mezi kuželem a uložení byla využita vazba surface to surface kontakt s koeficientem tření $f_o = 0,1$. Fixována byla plocha, pomocí které je tento systém upevněn k tělu zásobníku, přidány gravitační účinky a na konec nástroje, kterému nebyla přiřazena žádná hmotnost, byla přidána síla zastupující působící moment.



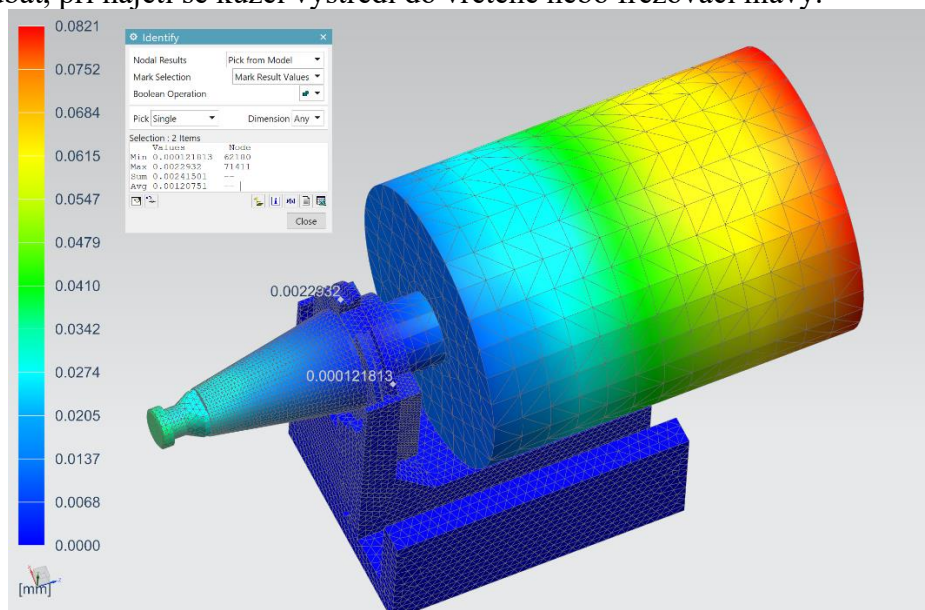
Obrázek 64: Okrajové podmínky a výstup analýzy (moment od nástroje)

Analýza dokazuje, že by k vyklouznutí nástroje nemělo dojít. V případě deformace je určující pouze hodnota posuvu ve vertikálním směru, a to směrem nahoru, posunutí v ose nástroje je možné zanedbat s přihlédnutím ke zmíněnému přejetí polohy přibližně o **1 [mm]**.

Z obrázku č. 67 je možné vidět maximální posuv ve vertikálním směru v místě uložení kužele:

$$\Delta y_{y4} = 0,0012 \text{ [mm]}.$$

Tato hodnota je pro výpočet rozdílu poloh os zanedbatelná. Změna polohy konce kužele lze také zanedbat, při najetí se kužel vystředí do vřetene nebo frézovací hlavy.



Obrázek 65: Detailní pohled s hodnotami posunutí ve vertikálním směru (zatíženo momentem od nástroje)

7.3. Shrnutí výsledků analýzy MKP

Hlavním důvodem pevnostní analýzy zásobníku, byla podmínka maximálního rozdílu poloh os kuželů, na který najíždí vyvrtávací vřeteno nebo frézovací hlava, do **0,1 [mm]**. Vliv na posunutí má především velikost a excentricita zatížení zásobníku. Vždy je potřeba porovnat velikost deformace zátěžného stavu oproti stavu bez nástrojů pro případ osazování nástrojů vřetenem nebo frézovací hlavou. Jelikož byla deformace pro zjednodušení analyzována na

spodním patře zásobníku, veškeré radiální deformace musí být přepočítány na hodnotu rozdílu mezi horním a spodním patrem. Poměr mezi deformacemi vypočítán pomocí vzdálenosti od základu zařízení vychází **2,5**.

7.3.1. Plný zásobník

Rozdíl deformací oproti prázdnému zásobníku

Deformace zásobníku

$$\Delta y_{cv1h} = 0,007 \text{ [mm]}$$

$$\Delta y_{ch1h} = 0,0021 \cdot 2,5 = 0,0053 \text{ [mm]}$$

Deformace ložiska pouze v axiálním směru, která je zanedbatelné hodnoty.

Výpočet výslednice posunutí v horizontálním a vertikálním směru je znázorněn v rovnici č. 34.

$$\Delta y_{cp} = \sqrt{\Delta y_{cv1h}^2 + \Delta y_{ch1h}^2} \quad (34)$$

Výpočet výslednice posunutí v horizontálním a vertikálním směru:

$$\Delta y_{cp} = \sqrt{0,007^2 + 0,0053^2} = 0,009 \text{ [mm]}$$

7.3.2. Excentrické zatížení

Rozdíl deformací oproti prázdnému zásobníku

Deformace zásobníku

$$\Delta y_{cv2h} = 0,015 \text{ [mm]}$$

$$\Delta y_{ch2h} = 0,0097 \cdot 2,5 = 0,024 \text{ [mm]}$$

Deformace ložiska uvažována pouze v radiálním směru

$$\Delta l_L = 0,046 \text{ [mm]}$$

Výpočet výslednice posunutí v horizontálním a vertikálním směru je znázorněn v rovnici č. 35.

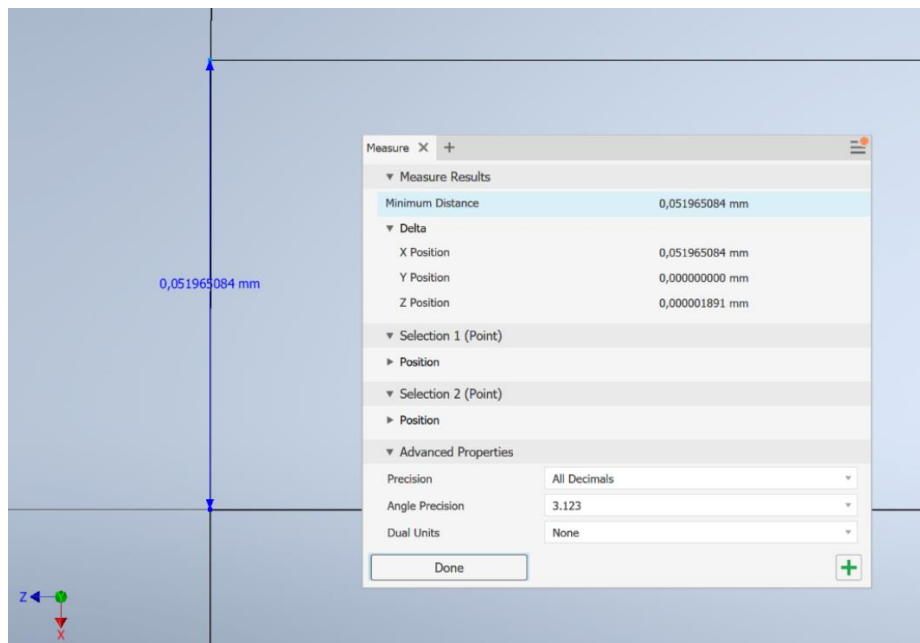
$$\Delta y_{ce} = \sqrt{(\Delta l_L + \Delta y_{ch2h})^2 + \Delta y_{cv2h}^2} \quad (35)$$

Výpočet výslednice posunutí v horizontálním a vertikálním směru:

$$\Delta y_{ce} = \sqrt{(0,046 + 0,024)^2 + 0,015^2} = 0,072 \text{ [mm]}$$

U ložiska, které bude využito jako hlavní člen určení polohy se přesnost systému blíží **1,5“** pro maximální velikost ložiska (tento případ). Pro kontrolu přesnosti najetí počítáno s pětinasobnou hodnotou, tedy hodnotou přesnosti odměřování **7,5“**. Z obrázku č. 68 je zřejmé,

že poloha osy kužele se ve směru osy Z (při výpočtu horizontální směr) posune o zanedbatelnou hodnotu. S přihlédnutím na přejezd pozice kužele je posun ve směru osy X (ve výpočtu ve směru osy kužele) také zanedbatelný. Osa kužele se posune o úhel $0,0046^\circ$. Na průměru dosedu kužele vychází rozdíl $0,007 [mm]$. Tato hodnota je pro uchopení kužele dostatečná.



Obrázek 66: Odchylka polohy osy nástroje způsobená přesností najetí při otočení zásobníku

Výpočet MKP analýzy ukázal, že maximální hodnota rozdílu poloh os uložení kužele je rovna $\Delta y_{ce} = 0,072 [mm]$.

Tímto výpočtem byla ověřena podmínka rozdílu poloh os do $0,1 [mm]$. Konstrukce vyhovuje.

8. SWOT analýza navrženého TS

SWOT analýzu je možné si představit jako nástroj pro kontrolu úspěšnosti návrhu technického systému. Prostřednictvím náhledu na interní prostředí (slabé a silné stránky) a externí prostředí (příležitosti a hrozby) řešení technického systému ukazuje, zda má šanci výrobek uspět či ne. U správně navrženého výrobku musí klady převyšovat zápory. Interní prostředí souvisí s marketingem, konstrukcí, technologií výroby a další. U externího prostředí záleží na potřebách a prioritách zákazníka. V následující tabulce je uvedena SWOT analýza navrženého technického systému.

Tabulka 12: SWOT analýza v interním prostředí

SWOT Analýza	
Interní prostředí	Silné stránky (Strengths)
	Jednoduchá montáž a servis technického systému
	Snadná přístupnost k jednotlivým komponentům a zařízením
	Stavebnicová konstrukce samotného zásobníku i krytu
	Automatická činnost pomocí řídicího systému stroje
	Slabé stránky (Weakness)

	Vyšší cena z důvodu využití složitějších systémů
	Vyšší nároky na kvalifikovanost obsluhy

Tabulka 13: SWOT analýza v externím prostředí

SWOT Analýza	
Externí prostředí	Příležitosti (Opportunities)
	Možná výroba ve spoustě variantách s ohledem na počet nástrojů
	Alternativa k závěsným zásobníkům pro menší stroje
	Slabé stránky (Threats)
	Zákazník může preferovat méně vyspělé a levnější řešení

9. Technickoekonomické hodnocení navrženého TS

Ekonomické hodnocení navrženého TS je jedním ze základních ukazatelů při orientaci zákazníka na trhu. Dalším ukazatelem je vyspělost a kvalita zařízení. Zásobníků na nástroje existuje nepřeberné množství a každý typ má své uplatnění. Jelikož nebylo nalezeno konkurenční řešení, se kterým by se dalo navrhované řešení porovnat, není možné ekonomicky zhodnotit vybranou variantu oproti stávajícímu konkurenčnímu řešení.

Navržené varianty se lišily především cenou a technickou vyspělostí. Vybrána byla varianta s vyšší cenou, avšak s technickou vyspělostí, která zaručí možnost implementovat zařízení jak k novým, tak i ke starším zařízením a nebude v blízké budoucnosti důvod ke změnám v konstrukci konceptu. Dále byla snaha o určení orientační ceny zásobníku. Tuto cenu nebylo možné určit bez objednávky jednotlivých dílů sestavy a konstrukčních celků.

Tabulka 14: Technické požadavky na TS

Parametr	
Umístění	Na konci osy X
Využití osy pro uchopení nástroje	X, Y, Z/W a otáčení zásobníku
Pohon zásobníku	AC motor
Systém řízení	Pomocí NC řízení stroje, řízení implementováno do řídicího panelu stroje
Ochrana	Ochrana nástrojů i obsluhy (krytování)
Uchopení kužele	Pomocí vyvrtávacího vřetene nebo frézovací hlavou IFVW 206 C
Tolerance uložení	0,1 [mm]
Max. výška v pracovním prostoru	3500 [mm]
Optimální počet nástrojů	40 [ks]

Umístění zásobníku na konci osy X – Nic nebrání umístění zásobníku na konci osy X. Tento parametr je splněn.

Pro uchopení nástroje využito os X, Y, Z/W a otáčení zásobníku – Pro uchopení nástroje je nutný posun v ose X pro najetí do místa umístění zásobníku, osy Y pro výběr patra zásobníku a osy Z/W pro najetí na kužel a uchopení nástroje. Tento parametr je splněn.

Pohon zásobníku pomocí AC motoru – Pohon zásobníku zajišťuje AC motor s převodovkou od společnosti Siemens s označením 1FG1501-1RC23-1AB2-Z. Tento parametr je splněn.

Řízení pomocí NC řízení stroje (řízení implementováno do řídicího panelu) – Na zásobníku je umístěno konektorové pole, z tohoto pole je nataženo kabelové vedení k hlavnímu řídicímu panelu a řídicímu systému. Tento parametr je splněn.

Ochrana nástrojů i obsluhy – Pro ochranu nástrojů i obsluhy bylo navrženo krytování zásobníku s automatickými posuvnými dveřmi. Tento parametr je splněn.

Uchopení kužele pomocí vyvrtávacího vřetene nebo frézovací hlavy IFVW 206 C – konstrukce zásobníku i krytu je řešena tak, aby bylo možné uchopit kužel pomocí Frézovací hlavy IFVW 206 C, která disponuje ve všech směrech většími rozměry než vyvrtávací vřeteno. Tento parametr je splněn.

Tolerance najetí do 0,1 [mm] – V kapitole č. 7.3. byla zkontrolována maximální hodnota rozdílu poloh os při ukládání i upínání nástrojů. Tato hodnota dosahuje 0,072 [mm]. Tento parametr je splněn.

Maximální výška zásobníku nad podlahou pracovního prostoru do 3500 [mm] – Výška sestavy zásobníku nad podlahou pracovního prostoru činí 2590 [mm]. Tento parametr je splněn.

Optimální počet 40 nástrojů – Tělo zásobníku bylo navrženo šestiboké. Počet nástrojů lze snadno měnit díky stavebnicové konstrukci. V této práci bylo počítáno se sedmipatrovým zásobníkem osazeným 42 nástroji.

10. Závěr

Na začátku diplomové práce byla představena historie společnosti ŠMT a.s., oblasti strojírenství, na které se specializuje a způsoby automatické výměny nástrojů, které aktuálně využívá.

Primárním cílem práce bylo navrhnout zásobník nástrojů, který by nahradil závěsné řetězové zásobníky u horizontálních vyvrtávacích a frézovacích zařízení menších rozměrů, u kterých je problém s implementací řetězového zásobníku kvůli rozměrům. Dále byly definovány potřebné parametry zásobníku a způsob uložení nástrojů ve vřetení nebo frézovací hlavě stroje.

Na počátku bylo nutné určit základní funkční celky a způsoby, jakými je možné potřebných parametrů TS dosáhnout. Jako další byla vymezena funkční struktura určující pracovní funkce, jež má TS splňovat. Pro každou funkci bylo navrženo několik orgánů TS. Kombinací jednotlivých orgánů byly vytvořeny tři základní varianty návrhu. Návrhy byly koncipovány na kontrastu ekonomických a technických vlastností. Na základě hodnocení jednotlivých variant byla vybrána jedna suboptimální varianta.

Vybraná varianta byla následně rozpracována a pomocí výpočtů ověřena funkčnost celé soustavy. V práci nechybí popis montáže zásobníku a kontrola splnění jednotlivých zadaných parametrů. Na závěr práce byla provedena SWOT analýza a zhodnocení splnění technických parametrů TS.

Navržený TS splňuje požadavky zadané společností ŠMT a.s. a podmínky automatizace společně s bezpečností práce.

Seznam příloh

Příloha č. 1: CAD model zásobníku v řezu

Příloha č. 2: CAD model otevřeného zásobníku při upnutí nástroje (renderovaný)

Příloha č. 3: CAD model zavřeného zásobníku (renderovaný)

Příloha č. 4: Parametry ložiska RTB 460 AMS z katalogu společnosti Unitec

Příloha č. 5: Parametry motoru osazených převodovkou od společnosti Siemens s označením 1FG1501-1RC23-1AB2-Z

Příloha č. 6: Parametry motoru s vestavěnou převodovkou od společnosti Wittenstein s označením TPMP004S-004T-6KB1-064B-W1-000

Seznam výkresové dokumentace

Druh dokumentu	Název	Číslo výkresu	Formát
Výkres sestavy	Sestava zásobníku	KKS-DP-100	A2
Výkres sestavy	Sestava krytu zásobníku	KKS-DP-101	A1
Výkres sestavy	Sestava těla zásobníku	KKS-DP-102	A1
Výkres sestavy	Sestava otočného uložení zásobníku	KKS-DP-103	A1
Výrobní výkres	Vozík dveří - pásovina	KKS-DP-010	A3
Výrobní výkres	Vozík dveří - čep	KKS-DP-011	A4
Výrobní výkres	Pastorek dveře	KKS-DP-014	A3

Použitý software:

Microsoft Office Word 2016

Autodesk Inventor Professional 2022

NX 12.0

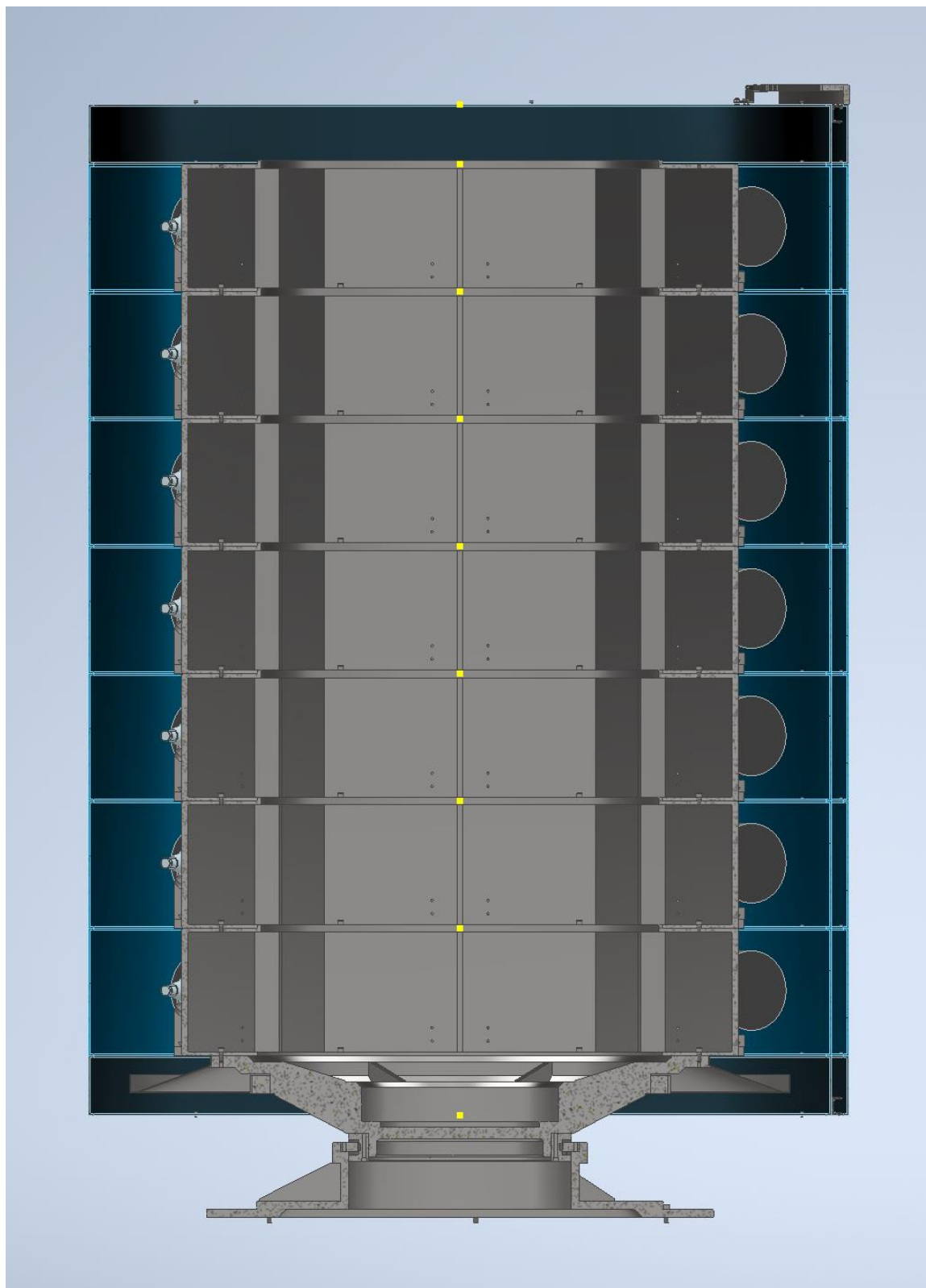
Adobe Acrobat Reader

Použité zdroje

- [1] Wikipedia. *Škoda (podnik)* [online]. [cit.: 16.11.2019] Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_\(podnik\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_(podnik))
- [2] Škoda Machine Tool a.s. *Historie* [online]. [cit.: 16.11.2019] Dostupné z: <https://skodamt.com/cs/spolecnost/historie>
- [3] Škoda Machine Tool a.s. *Současnost* [online]. [cit.: 16.11.2019] Dostupné z: <https://skodamt.com/cs/spolecnost/soucasnost>
- [4] Wikipedia. *Škoda Auto* [online]. [cit.: 18.11.2019] Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_Auto
- [5] Parostroj. *Značce škoda bylo 75 let* [online]. [cit.: 18.11.2019] Dostupné z: https://www.parostroj.net/historie/znacka_SKODA/znacka_SKODA.htm
- [6] iDNES.cz. *Československá letecká společnost měla zahraniční linky dříve než ČSA* [online]. [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: https://www.idnes.cz/technet/technika/ceskoslovenska-letecka-spolecnost.A170118_221700_tec_technika_erp
- [7] ŠKODA. *Historie* [online] [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: <https://www.skoda.cz/historie/>
- [8] J. Řasa - V. Gabriel, *Strojírenská technologie 3/1*. Praha: Scientia 2005
- [9] Horizontální vyvrtávačky [online] [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/>
- [10] ONDRÁČEK, M., HANÁČEK, L. Automatická výměna nástrojů a obrobků. ČVUT Praha, Fakulta strojní. Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii. 2002.
- [11] Výměna nástrojů [online] [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/prislusenstvi-stroju/37-vymeny-nastroju>
- [12] Držák nástroje DIN 69871 [online] [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: <https://www.markagro.cz/cs/technicke-informace/585-inf-tech/3486-drzak-nastroje-din-din69871.html>
- [13] Prstencové motory [online] [cit.: 31.1.2022] Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory>
- [14] Dražan, F., Kupka, L. a kol. *Jeřáby*. Praha : SNTL, 1968.
- [15] Křen, Jiří: *Řešené příklady z kinematiky. I. část*, Plzeň : VŠSE, 1986
- [16] Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D., Ing. Eva Krónerová, Ph.D., prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc. *Obecné strojní části 2-Základní složené převodové mechanismy*. Západočeská univerzita v Plzni, katedra konstruování strojů.
- [17] Doc. Ing. Bureš, V, CSc. *Části strojů I*. VŠSE v Plzni, 1988.
- [18] Konfigurace motorů Siemens [online] [cit.: 25.2.2022] Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- [19] Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D., Ing. Eva Krónerová, Ph.D. *Spoje nalisováním, svařením a rozpěrnými kroužky*. Plzeň: Skripta ZČU
- [20] Software pro výpočty metodou konečných prvků (MKP). [online]. [Cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://www.dlupal.com/cs/reseni/oblasti-pouziti/software-pro-vypocty-mkp>
- [21] Feromat-hutní a spojovací materiál [online] [cit.: 30.3.2022] Dostupné z: http://www.feromat.cz/jakosti_oceli
- [22] HOSNE DL, S. *Obecné strojní části 1: teoretické základy, spoje, přenosové části, otačná uložení, akumulátory energie, hřídelové spojky*. Plzeň : ZČU, 2012. ISBN 978-80-261-0125-3.
- [23] C-Rail systém [online] [cit.: 9.3.2022] Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/C-rail/Matis_dvoulist_C-Rail.pdf

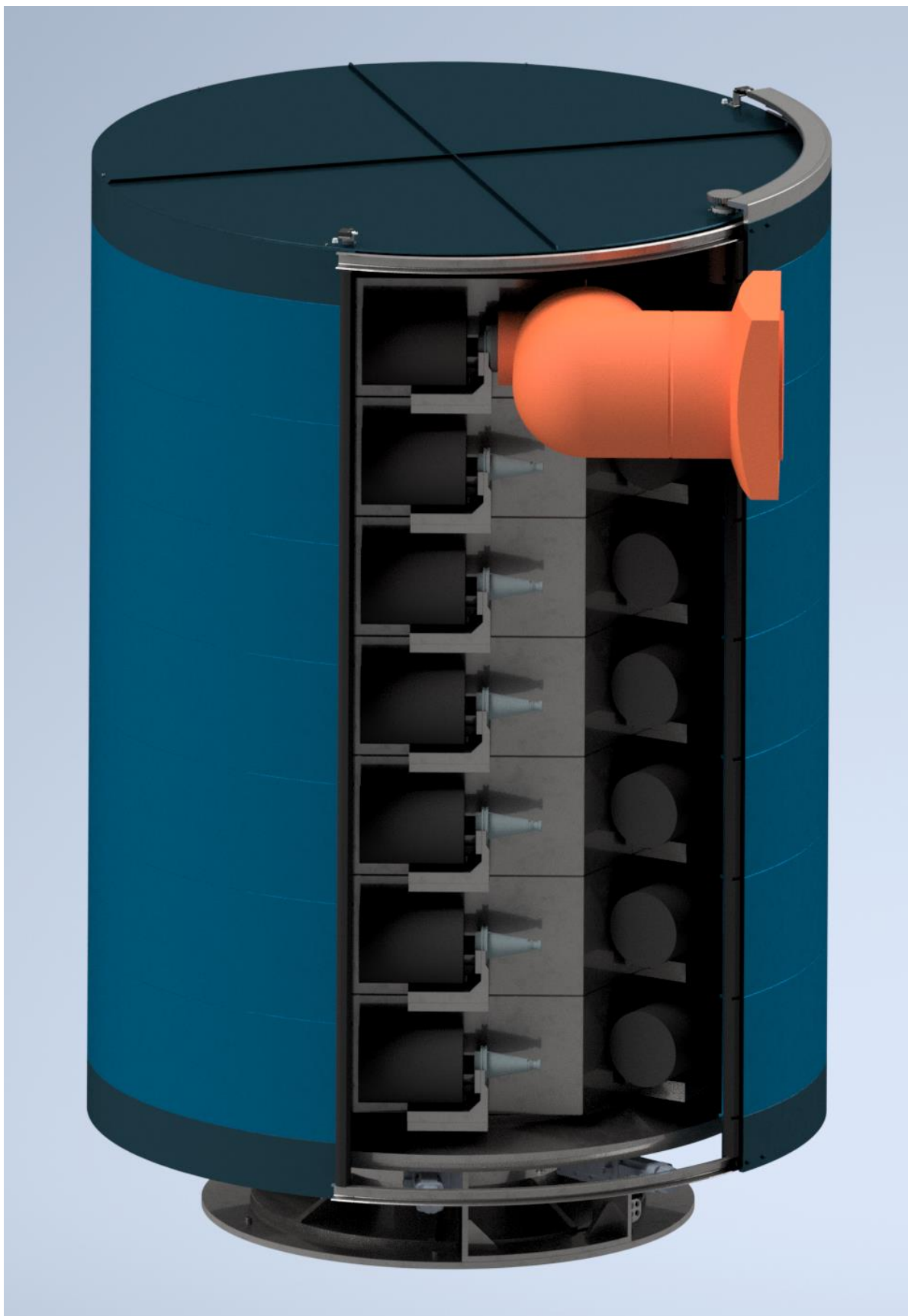
PŘÍLOHA č. 1

CAD model zásobníku v řezu



PŘÍLOHA č. 2

**CAD model otevřeného zásobníku při upnutí nástroje
(renderovaný)**



PŘÍLOHA č. 3

CAD model zavřené zásobníku (renderovaný)



PŘÍLOHA č. 4

Parametry ložiska RTB 460 AMS z katalogu společnosti Unitec

STIFFNESS VALUES - VALORI DI RIGIDEZZA

Bore Foro (mm)	Sigla Code	Stiffness values of rolling elements in preloaded conditions Rigidezze relative ai soli elementi volventi in condizioni di precarico teorico			Stiffness values of a complete assembled bearing (*) Rigidezze relative al cuscinetto completo in condizioni di installazione di riferimento (*)		
		Radial stiffness Rigidezza radiale	Axial stiffness Rigidezza assiale	Tilting stiffness Rigidezza momento ribaltante	Radial stiffness Rigidezza radiale	Axial stiffness (1) Rigidezza assiale (1)	Tilting stiffness Rigidezza momento ribaltante
		$K_{o_{RD}}$ (kN/ μ m)	$K_{o_{AX}}$ (kN/ μ m)	$K_{o_{MR}}$ (kNm/mrad)	K_{RD} (kN/ μ m)	K_{AX} (kN/ μ m)	K_{MR} (kNm/mrad)
80	RTB80	4,5	9,2	15,5	2,2	1,7	2,5
100	RTB100	5,4	13,5	34,8	2,3	2,1	4,7
120	RTB120	5,3	16,2	57,9	2,1	2,3	8,0
150	RTB150	7,7	17,6	83,3	3,4	2,4	13,3
180	RTB180	8,9	16,6	106,7	4,2	2,9	21,7
200	RTB200	4,9	17,6	142,9	2,1	2,8	21,8
260	RTB260	11,0	26,2	330,0	5,4	4,1	52,3
325	RTB325	13,3	38,5	750,0	5,1	5,1	84,5
395	RTB395	15,8	44,4	1125,0	8,3	6,4	174,3
460	RTB460	18,3	51,9	1714,3	10,1	7,0	201,3
580	RTB580	20,4	60,0	2857,1	11,6	9,2	497,0

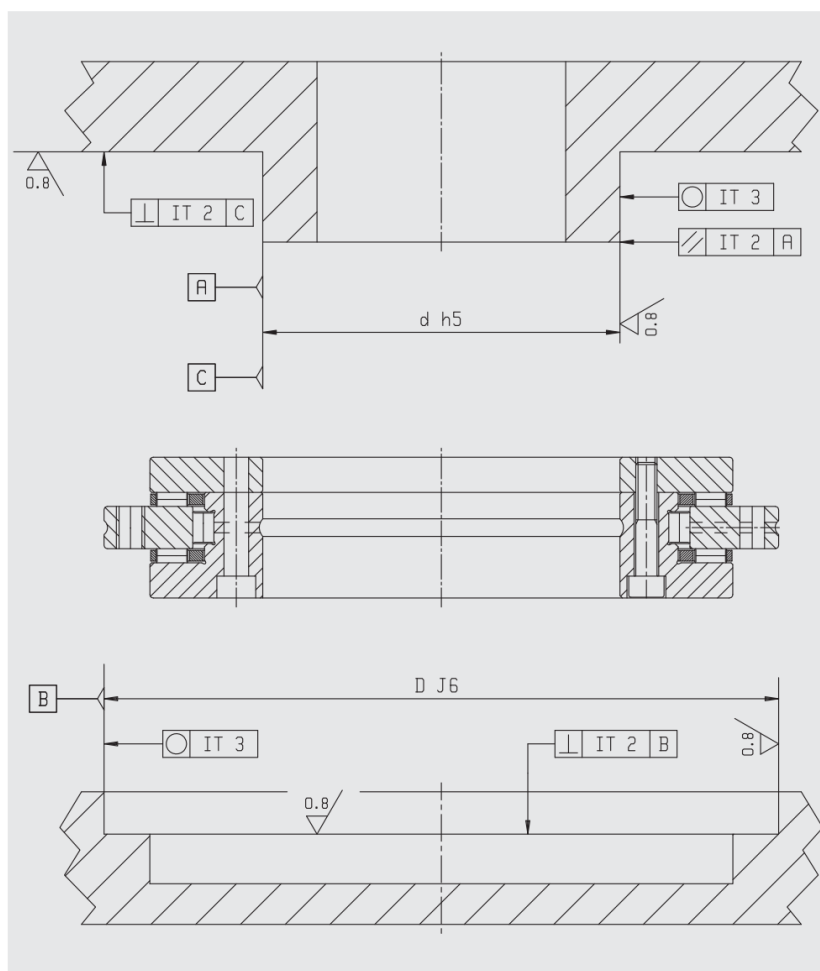
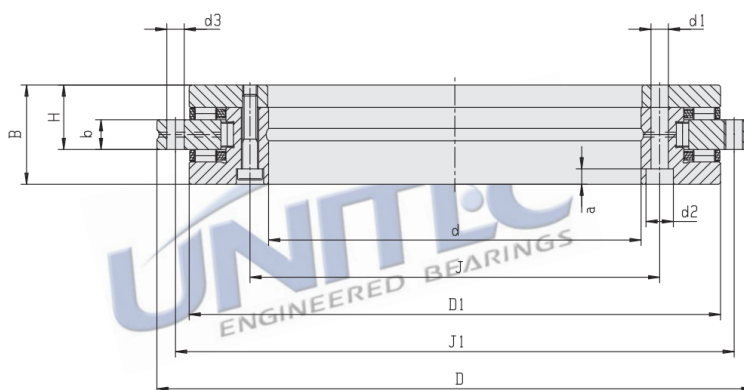


Fig. 3.1 RTB assembly instructions
Indicazioni di montaggio per RTB

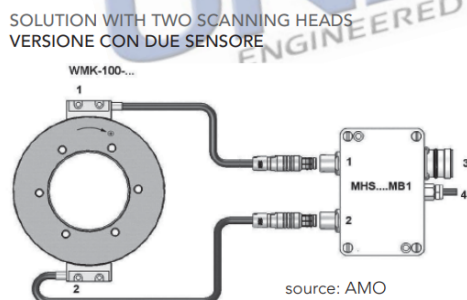
ROLLING TORQUE - COPPIA DI ROTOLAMENTO

Bore Foro (mm)	Designation Sigla	Rolling torque Coppia rotolamento C_{RL} (Nm)
80	RTB 80	2,5
100	RTB 100	3,5
120	RTB 120	9
150	RTB 150	12
180	RTB 180	15
200	RTB 200	18
260	RTB 260	22
325	RTB 325	25
395	RTB 395	30
460	RTB 460	37
580	RTB 580	120

DIMENSIONAL TABLE - TABELLA DIMENSIONALE



Part Number grease lub. N° dis. lub. a grasso	Axial and radial runout Errore assiale e radiale di rotazione μm	Suitable table \varnothing \varnothing tavola	d mm	D mm	B mm	H mm	b mm	D1 mm	J mm	J1 mm	d1 mm	d2 mm
RTB 80 G ⁽¹⁾	3	200	80	146	35	23,35	12	130	92	138	5,6	10
RTB 100 G	3	260	100	185	38	25	12	160	112	170	5,6	10
RTB 120 G ⁽¹⁾	3	315	120	210	40	26	12	184	135	195	7	11
RTB 150 G ⁽¹⁾	3	350	150	240	40	26	12	214	165	225	7	11
RTB 180 G ⁽¹⁾	4	400	180	280	43	29	15	244	194	260	7	11
RTB 200 G ⁽¹⁾	4	500	200	300	45	30	15	274	215	285	7	11
RTB 260 G ⁽¹⁾	6	630	260	385	55	36,5	18	345	280	365	9,3	15
RTB 325 G ⁽¹⁾	6	700	325	450	60	40	20	415	342	430	9,3	15 ⁽²⁾
RTB 395 G	6	800	395	525	65	42,5	20	486	415	505	9,3	15
RTB 460 G	6	1000	460	600	70	46	22	560	482	580	9,3	15
RTB 580 G	10	1200	580	750	90	60	30	700	610	720	11,4	18



This solution is suitable for high requirements of absolute accuracy of the measuring system total adjustment of the runout errors. Power is supplied by a separate cable.

Questa configurazione viene utilizzata quando la precisione assoluta richiesta dal sistema di misura è elevata. Essa garantisce la totale compensazione degli errori di eccentricità (sia statici che dinamici). L'alimentazione di questa versione è possibile tramite cavo separato.

1. Encoder1 – 2. Encoder2 – 3. Output (12 pin CONNEI) – 4. Supply cable (9VDC-400mA+32VDC-180mA)
1. Encoder1 – 2. Encoder2 – 3. Connessione per segnali di uscita (connettore 12 poli CONNEI) – 4. Cavo di alimentazione (9VDC-400mA+32VDC-180mA)

INDUCTIVE MEASURING SYSTEM FEATURES

- Measuring scale with pitch 500 μm and 1000 μm .
- Measuring scale available in precision class: $\pm 5 \mu\text{m}$ - e ± 3 .
- Reference marks (zero).
 - Standard version: one reference mark on 360°
 - Optional version: several distance-coded reference marks on 360° upon request.
- Output signals 1 Vpp (for term. resistance 120 Ω) - optional TTL square wave upon request.
- Several interpolation factors in order to adjust the resolution of the system as needed (check table at pg 29).
- Total accuracy of the system up to $\pm 1,5''$ of arc (max bearing size).

CARATTERISTICHE DEL SISTEMA DI MISURA INDUTTIVO

- Scala graduata con passo 500 μm e 1000 μm .
- Scala graduata in classe di precisione $\pm 5 \mu\text{m}$ - e ± 3 .
- Indici di riferimento:
 - Versione standard: un indice di riferimento su 360°
 - Versione a richiesta: vari indici di riferimento su 360° a distanza codificata.
- Segnali d'uscita sinusoidali 1 Vpp (resist. terminale 120 Ω) - segnali in onda quadra TTL a richiesta.
- Vari fattori di interpolazione per ottenere la risoluzione richiesta (vedi tab. a pag. 29).
- Accuratezza totale fino a $\pm 1,5''$ di grado (cuscinetti di massima taglia).

PŘÍLOHA č. 5

Parametry motoru osazených převodovkou od společnosti Siemens s označením 1FG1501-1RC23-1AB2-Z

SIEMENS

Data sheet for SIMOTICS S-1FG1

Údajový list pro SIMOTICS S-1FG1

Article No. : **1FG1501-1RC43-1AB2-Z**
Obj. č. : **D26+K12**

Client order no. :
Č. zakázky zákazníka :
Order no. :
Č. zakázky Siemens :
Offer no. :
Č. nabídky :
Remarks :
Poznámka :

Item no. :
Č. položky :
Consignment no. :
Č. komentáře :
Project :

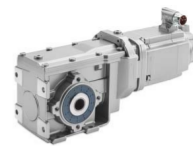


Figure similar
Podobně zobrazen

Gearbox data Údaje o převodovce	
Gear box type Typ převodovky	B29
Gearbox basic type Základní typ převodovky	Bevel geared Převodovka s kuželovými koly
Gearbox size Konstrukční velikost převodovky	29
Transmission stages Převodové stupně	2
Transmission (ratio) Převod (ratio)	46.85
Gear number relation Poměr zubů (ratio)	1265/27
Output moment maximum (short-time) Max. přípustný výstupní moment krátkodobě	112 Nm
max. input speed (briefly) max. otáčky pohonu (krátkodobě)	4,500 rpm
Output speed short-time Výstupní otáčky krátkodobě	96 rpm
Emergency off output moment (1000 cycles) Výstupní moment při nouzovém zastavení (1000 cyklů)	187 Nm
Radial force maximum max. radiální síla stálá	4,130 N
Max. permissible radial force with Mmax Přípustná radiální síla při Mmax	4,120 N
Moment of inertia Moment setrvačnosti	0.04 kgcm ²
Torsional stiffness Pevnost v krutu	13 Nm/°
Efficiency Účinnost	0.92
Mounting position Montážní poloha	M6-B M6-B
Mounting type Způsob upevnění	Foot-mounted Provedení s patkami
Output shaft version Provedení výstupní hřídele	Solid shaft standard Plná hřídel standardní
Output shaft dimension Rozměr výstupní hřídele	V20 x 40 mm
Gearbox flange diameter Průměr příruby převodovky	-/-
Output shaft bearing Uložení výstupní hřídele	No Ne
Figure 2 torque support Obrázek 2 – momentová opěra	-

General tech. specifications Všeobecná technická data

Degree of protection Druh krytí	IP65
Color of the housing Barva krytu	Standard painting (Anthracite RAL 7016) Standardní nátěr (antracit RAL 7016)
Specification Specifikace	CE / UL / CSA / EAC / cRUus
Net weight Čistá hmotnost	8.97 kg
1m-sound pressure level L _{PA} (Tol.+3dB(A)) Hladina akustického tlaku ve vzd. 1 m L _{PA} (tol. +3 dB(A))	65
Plug position Poloha konektoru	top (default) (2) nahore (Standard) (2)
Adapter flange position Poloha příruby adaptéru	top (default) (2) nahore (Standard) (2)

Lubrication and sealing Mazání a těsnění

Gear oil Převodový olej	Poly-alpha-olefin oil CLP ISO PAO VG220 Olej na bázi polyalfaolefinů CLP ISO PAO VG220
Output shaft sealing Utěsnění výstupní hřídele	Standard Standard
Oil charge Množství oleje	0.45 l

SIEMENS

Data sheet for SIMOTICS S-1FG1

Údajový list pro SIMOTICS S-1FG1

Article No. : 1FG1501-1RC43-1AB2-Z
Obj. č. : D26+K12

Motor data Parametry motoru	
Motor type Druh motoru	Permanent-magnet synchronous motor Synchronní motor s buzením permanentními magnety
Motor type Typ motoru	Compact
DC-link voltage, max. Napětí meziokruhu, max.	270...300V
Shaft height Výška osy	36 mm
Cooling Chlazení	Natural cooling Samostatné chlazení
Rated speed Jmenovité otáčky	3,000 rpm
Rated torque (100K) Návrhový moment (100K)	1.16 Nm
Rated power Jmenovitý výkon	0.37 kW
Rated current (100K) Jmenovitý proud (100K)	1.50 A
Static torque Moment v klidu	1.40 Nm
Static current Proud v klidu	1.69 A
Moment of inertia Moment setrvačnosti	0.90 kgcm ²
Efficiency η Účinnost η	87 %
Temperature monitoring Kontrola teploty	Pt1000 temperature sensor Snímač teploty Pt1000
Connector size Velikost konektoru	1
Encoder system Systém snímače	Encoder AM20DQI: absolute encoder 20 bits (resolution 1048576, encoder- internal 512 S/R) + 12 bits multi-turn (traversing range 4096 revolutions) Encoder AM20DQI: snímač absolutní hodnoty 20 bitů (rozdílení 1048576, interní 512 S/R) + 12 bitů Multiturn (rozsah pohybu 4096 otáček)

Limiting data Mezní hodnoty parametrů	
Maximum speed (short-time) Max. otáčky krátkodobě	10,000 rpm
Maximum torque Maximální moment	6.50 Nm
Motor current short term Max. přípustný proud do motoru krátkodobě	8.0 A

Optimum operating point Optimální pracovní bod	
Optimum speed Optimální otáčky	3,000 rpm
Optimum power Optimální výkon	0.36 kW

Recommended Motor Module Doporučený motorový modul	
Rated inverter current Jmenovitý proud měniče	2.3 A
Maximum inverter current Maximální proud měniče	4.6 A
Maximum torque Max. moment	3.9 Nm

Standards Normy	
Compliance with standards Shoda s požadavky norem	CE / UL / CSA / EAC / cRUus
CE marking Značka CE	EN 60034

Options Možnosti	
D26	M6-B for bevel and worm gearboxes M6-B pro kuželové ozubené kolo a šnekový převod s čelně ozubeným kolem
K12	Poly-alpha-olefin oil CLP ISO PAO VG220 Olej na bázi polyalfaolefinů CLP ISO PAO VG220

Info servo geared motor

Upozornění k servomotoru s převodovkou

Outside the standard temperature range of -10 to +40 °C, further selectable options must be observed, in addition to the lubricant selection.

Mimo standardní rozsah teplot od -10 do +40 °C je třeba ohledně volby maziva vzít do úvahy další volitelné možnosti.

Further, you have to check the suitability of the components and options used for the requested temperature range.

Navíc je třeba ověřit vhodnost použitých součástí a volitelných možností pro požadovaný rozsah teplot.

PŘÍLOHA č. 6

**Parametry motoru s vestavěnou převodkou od společnosti
Wittenstein s označením TPMP004S-004T-6KB1-064B-W1-000**



Datenblatt

TPM+ POWER

TPMP 004



Produkteigenschaften		Leistungsdaten	
Bestellschlüssel	TPMP004S-004T-6KB1-064B-W1-000	Max. Beschleunigungsmoment T_{2B}	15 Nm
Produkttyp	TPMP	Stillstandsmoment	4 Nm
Line	TPM+ POWER	Haltemoment Bremse (bei 120 °C)	4 Nm
Baugröße	004	Max. Abtriebsdrehzahl	1.500 min ⁻¹
Ausprägung	Standard	Max. Beschleunigungsmoment Motor	3,8 Nm
Übersetzung	4	Max. Beschleunigungsstrom Motor	5,2 A
Getriebeausführung	TPM+ POWER	Stillstandsstrom Motor	2 A
Schmierung	Lebensdauer geschmiert	Massenträgheitsmoment	0,41 kgcm ²
Form des Abtriebs	Flansch	Verdrehsteifigkeit	12 Nm/arcmin
Max. Verdrehspiel	Standard	Kippsteifigkeit	65 Nm/arcmin
Betriebsspannung	560 V	Max. Axialkraft	1.630 N
Drehgeber typ	Inkremental, optisch	Max. Kippmoment	110 Nm
Drehgeberoption	Inkremental mit Hall-Signal	Max. zulässige Gehäusetemperatur	90 °C
Temperatursensor	KTY	Umgebungstemperatur	0 °C - 40 °C
Bremstyp	Mit Bremse	Schutzart	IP 65
Kühlung	Natürliche Konvektionskühlung	Einbaulage	beliebig
Elektrischer Anschluss	Winkleinbaudose, 2-Kabel	Isolierstoffklasse	F
Pinbelegung	Temperatursensor im Signalkabel	Gewicht	4 kg
Materialnummer			