



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu kolektoru parogenerátoru

Design of camera manipulator for visual inspection of steam generator collector

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2022

Bc. Marek ŠTOSEK

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Studijní obor: Transportní technika

Vedoucí práce Ing. Karel Petr Ph.D

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štosek** Jméno: **Marek** Osobní číslo: **474818**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu kolektoru parogenerátoru

Název diplomové práce anglicky:

Design of Camera Manipulator for Visual Inspection of Steam Generator Collector

Pokyny pro vypracování:

Cílem diplomové práce je návrh manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu vnitřních částí kolektoru parogenerátoru. Práce bude vycházet z poskytnutého výkresu kolektoru parogenerátoru a parametrů prostředí, ve kterém bude zařízení nasazeno. Práce bude obsahovat řešerši na téma jednoúčelových manipulátorů, a kromě návrhu samotného manipulátoru bude obsahovat také dílčí část, která nastíní téma strojového vidění. Zařízení by mělo být jednoduše rozebíratelné, aby byla umožněna doprava tohoto zařízení bez nutnosti použití jeřábové techniky. Zařízení se bude skládat z konstrukce hlavní nosné části s vedením, do kterého budou postupně zasouvány části svislého nosníku určené ke spouštění samotné kamery do kolektoru parogenerátoru. Zařízení bude dále obsahovat pohony umožňující dostatečné množství pohybů pro realizaci vizuální kontroly kolektoru pomocí snímací kamery. Zařízení musí mít možnost rotace kolem svislé osy kolektoru, výsuv podél osy rotace a dále bude obsahovat další dílčí pohony umožňující detailní sken kritických míst. V práci budou provedeny návrhové a kontrolní výpočty důležitých uzlů a budou navrženy pohony dílčích uzlů. Rozsah grafické části: Sestavný výkres, výkres vybrané podsestavy a výrobní výkres vybraného dílu.

Seznam doporučené literatury:

- [1] TALÁCKO, Jaroslav a Robert MATIČKA. Jednoúčelové manipulátory. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1979.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **05.04.2022** Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu kolektoru parogenerátoru“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatury, která je uvedena na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

.....

Bc. Marek Štosek

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval společnosti NST HK, s.r.o. a společnosti AgentFly Technologies, s.r.o., za možnost podílet se na takto zajímavém a jedinečném projektu. Chtěl bych také poděkovat za přínosné konzultace zaměstnancům těchto společností a v neposlední řadě celé mé rodině za podporu a pomoc v celé délce mého studia.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Marek Štosek
Název DP:	Návrh manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu kolektoru parogenerátoru
Anglický název:	Design of camera manipulator for visual inspection of steam generator collector
Rok:	2022
Studijní program:	Dopravní a transportní technika
Obor studia:	Transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Karel Petr Ph.D
Bibliografické údaje:	počet stran 113 počet obrázků 85 počet tabulek 4 počet příloh 10
Klíčová slova:	Manipulátor, vizuální kontrola, snímací kamera, rotační osa, svislý pojezd, návrh pohonů a pohybů
Keywords:	Manipulator, visual inspection, scanning camera, rotary axis, vertical travel, design of drives and movements
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu kolektoru parogenerátoru. Práce vychází z poskytnutého výkresu kolektoru a parametrů prostředí, ve kterém manipulátor operuje. Rešerše se zaměřuje na téma jednoúčelových manipulátorů a pohonů používaných v průmyslové praxi. Další část práce je věnována tématu strojového vidění. Praktická část je rozdělena na několik částí zaměřených na návrh jednotlivých pohonů a konstrukce vybraných podsestav jako je například rám, svislý nosník či jeho vedení.
Abstract:	This Master thesis's deals with the design of the camera manipulator for visual inspection of the steam generator collector. The work is based on the provided drawing of the collector and the parameters of the environment in which the manipulator operates. The research focuses on the theme of single-purpose manipulators and drives used in industrial practice. Another part of the work is devoted to the topic of machine vision. The practical part is divided into several parts focused on the design of individual drives and the design of selected subassemblies such as the frame, vertical beam, or its guidance.

Obsah

1. Úvod.....	1
1.1. Cíl práce	2
1.2. Zadané parametry pro návrh	3
2. Úvod do problematiky strojového vidění	4
2.1. Průmyslové kamery ve strojírenství	4
2.2. Aplikace strojového vidění.....	4
2.2.1. Měření součástí a kontrola tolerancí	4
2.2.2. Kontrola sestavení a montáže	5
2.2.3. Navádění a polohování robotů.....	6
2.2.4. Detekce povrchových vad	6
2.3. Struktura systém pro danou aplikaci	7
2.4. Detailní sken kritických míst	8
2.5. Volba snímací kamery	9
3. Teoretická část.....	11
3.1. Manipulační zařízení	11
3.2. Pohony využívané v manipulační technice	14
3.2.1. Elektrické pohony	16
3.2.1.1. Asynchronní motory.....	17
3.2.1.2. Stejnoseměrné motory	18
3.2.1.3. Krokové motory.....	19
3.2.2. Hydraulické pohony.....	19
3.2.2.1. Prvky pro řízení hydraulických pohonů.....	21
3.2.3. Pneumatické pohony.....	24
3.3. Speciální manipulátory a roboty používané v jaderném průmyslu.....	25
3.3.1. Manipulátor společnosti VUJE.....	25
3.3.2. Manipulátor společnosti KURION.....	26
3.3.3. Manipulátor ke zkoušení shora otevřené tlakové nádoby reaktoru.....	27
4. Praktická část diplomové práce.....	29
4.1. Volba kinematické struktury manipulátoru	29
4.1.1. Volba kinematické struktury manipulátoru pro celkový sken	29
4.1.2. Volba kinematické struktury manipulátoru pro detailní sken	30
4.2. Návrh pohonů rotačních os	33
4.2.1. Využití vestavných prvků servomotoru	33
4.2.2. Převodovky používané v oblasti manipulátorů a robotů	35
4.2.3. Volba převodovky rotačních os	38
4.2.4. Návrh pohonu rotační osy 1	39
4.2.4.1. Výpočet momentu setrvačnosti snímací kamery vzhledem k ose rotace	

4.2.5. Návrh pohonu rotační osy 2	42
4.2.6. Návrh pohonu rotační osy 3	47
4.2.7. Výsledná konstrukce rotačních os manipulátoru	49
4.2.8. Optimalizace a kontrola ramen rotačních os	50
4.2.8.1. MKP analýza ramena rotační osy 2	50
4.2.8.2. MKP analýza ramena rotační osy 3	53
4.3. Návrh svislého nosníku a jeho vedení	55
4.3.1. Volba základní konstrukce	55
4.3.2. Volba konstrukce středové části svislého nosníku	58
4.3.3. Návrh vedení svislého nosníku	59
4.3.4. Návrh spojování segmentů svislého nosníku	62
4.3.4.1. Zajištění přesné polohy dílů	62
4.3.4.2. Návrh spoje	64
4.4. Návrh konstrukce svislého pojezdu	82
4.4.1. Volba základních parametrů pro výpočet pohonu	84
4.4.2. Návrh pohonu svislého pojezdu	87
4.4.3. Návrh brzdy pohonu výsuvu svislého nosníku	92
4.4.4. Výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku	93
4.5. Konstrukce nosného rámu	95
4.5.1. Spoje používané u systémů hliníkových profilů	96
4.5.2. Výsledná konstrukce nosného rámu	98
4.6. Cable management	100
4.6.1. Výsledné řešení vedení kabelů	101
5. Závěr	103
Seznam použité literatury	105
Seznam obrázků	107
Seznam tabulek	109
Seznam zkratk a symbolů	109
Seznam příloh	113

1. Úvod

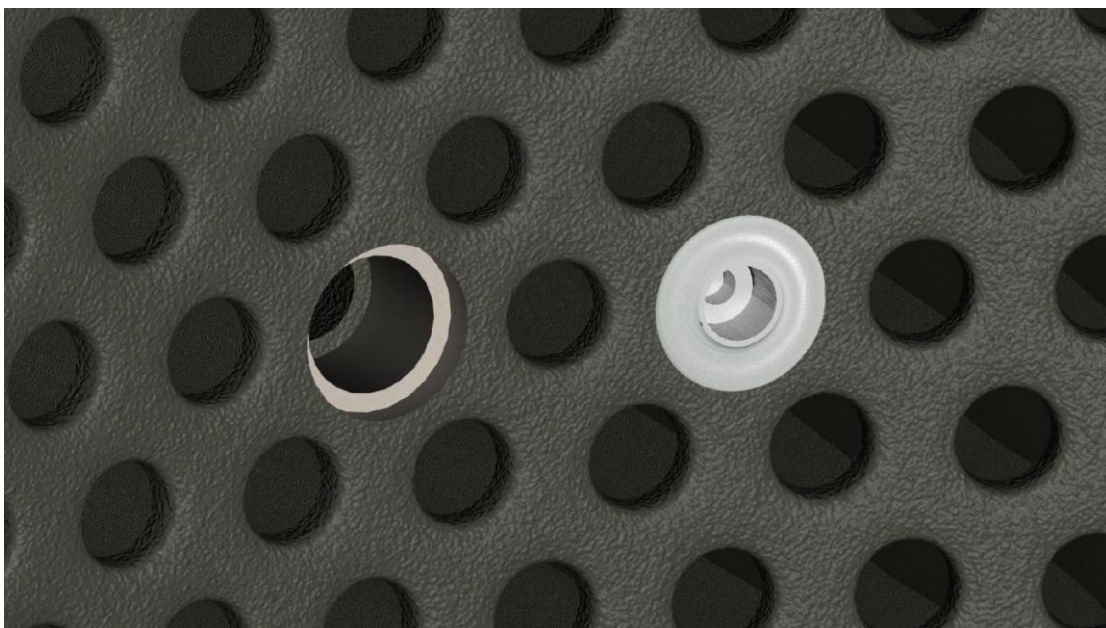
Při výrobě elektrické energie v jaderných elektrárnách, se využívá přeměny vody na vodní páru v parogenerátorech. Do parogenerátoru vstupuje voda z primárního okruhu, tedy voda ohřátá v reaktoru jaderné elektrárny. Ta přes síť teplosměnných trubek propojující studený a horký kolektor parogenerátoru ohřívá vodu sekundárního okruhu. Přenos tepelné energie je nastaven tak, že na povrchu teplosměnných trubek dochází k tvorbě vodní páry, která je dále potřebná k pohonu turbogenerátoru. V kolektoru parogenerátoru se nachází přibližně 5500 navařených teplosměnných trubek, kterými proudí voda o teplotě přibližně 230 °C. V místě navaření trubek ke kolektoru parogenerátoru vznikají za provozu různé netěsnosti, které se projevují snížením účinnosti parogenerátoru. Tyto netěsnosti je nutné, při následných servisních odstávkách utěsnit, s čímž se počítá už při návrhu parogenerátoru, kde je možné zaslepit určité množství trubek, než je nutná celková výměna parogenerátoru. Zaslepení trubek se provádí pomocí robotického manipulátoru. Tento manipulátor nejdříve odvrtá určitou část navařené trubky, následně vloží záslepku a poté jí zavaří pomocí speciální svářecí hlavy. Po těchto operacích je kladen obrovský důraz na kontrolu, zdali zaslepené díry těsní a zdali jsou sváry správně provedené. V dalších fázích kontroly dochází k identifikaci nových kritických míst vyústění teplosměnných trubek, aby bylo možné naplánovat další údržbu tohoto zařízení. Kolektory parogenerátoru jsou jak tepelně, tak tlakově namáhaná zařízení, u kterých je nutné věnovat velkou pozornost při jejich kontrole a údržbě. Tyto činnosti jsou důležité pro zajištění bezpečnosti provozu a pro prodloužení životnosti jednotlivých zařízení.

První kontroly a údržby kolektoru parogenerátoru byly pro obsluhu velmi náročné, jelikož je prováděli vyškolení pracovníci, kteří byli postupně spouštěni pomocí jeřábu do vnitřních prostor kolektoru, které jsou těžko přístupné. Pracovníci měli na sobě speciální obleky, které je chránili před radioaktivním zářením a pomocí kamery pořizovali záznam z kontroly všech ústí trubek. Různé speciální manipulátory a roboty, které by prováděly tyto úkony, se začaly používat až později s nástupem řídicí techniky a také s ohledem na zvýšení produktivity, bezpečnost práce a snížení chybovosti kontrolních pracovníků. Díky tomu se na mnoha specializovaných pracovištích začaly využívat a jsou nyní jejich nenahraditelnou součástí.

1.1. Cíl práce

Cílem diplomové práce je návrh manipulátoru kamery pro vizuální kontrolu vnitřních částí kolektoru parogenerátoru. Zařízení by mělo být jednoduše rozebíratelné, aby byla umožněna doprava tohoto zařízení po částech, bez nutnosti použití jeřábové techniky. Zařízení by se mělo skládat z konstrukce hlavní nosné části s vedením, do kterého budou postupně zasouvány dílčí části svislého nosníku určeného ke spouštění snímací kamery do vnitřních částí kolektoru parogenerátoru. Zařízení musí být schopné přemístit kontrolní kameru na určené místo tak, aby bylo možné pořídit snímky, které se následně využijí při vizuální kontrole. Vzhledem k tvaru kolektoru a umístění ústí teplosměnných trubek po jeho obvodu je nutné zajistit u manipulátoru svislý výsuv snímací kamery, tedy spouštění kamery do vnitřního prostoru kolektoru, rotaci kolem svislé osy kolektoru a dále dílčí pohyby umožňující detailní sken kritických míst. To jsou například místa, kde byla po prověření pořízeného záznamu zjištěna nějaká materiálová vada. Kromě těchto vlastností musí mít zařízení možnost částečného manuálního ovládní, protože při jeho sestavování a rozebírání není připojeno ke zdroji energie.

Na obrázku 1 můžeme vidět několik případů vyústění teplosměnných trubek v kolektoru. Takto mohou následně vypadat pořízené snímky ze záznamu proběhlé kontroly. Většina vyústění na obrázku jsou standardní vyústění teplosměnných trubek. Obdobně vypadaly všechny ústí před zahájením provozu parogenerátoru. Pokud byla při pravidelné servisní odstávce nalezena nějaká vada či netěsnost, teplosměnnou trubku bylo nutné zaslepit. Tomu ale předcházela operace vrtání, kdy byl nejprve zhotoven otvor viz vyústění vlevo, do kterého byla vložena záslepka. Tato záslepka byla následně zavařena pomocí speciálního svářecího robota a poté byla provedena jak vizuální kontrola svaru, tak kontrola jeho těsnosti.

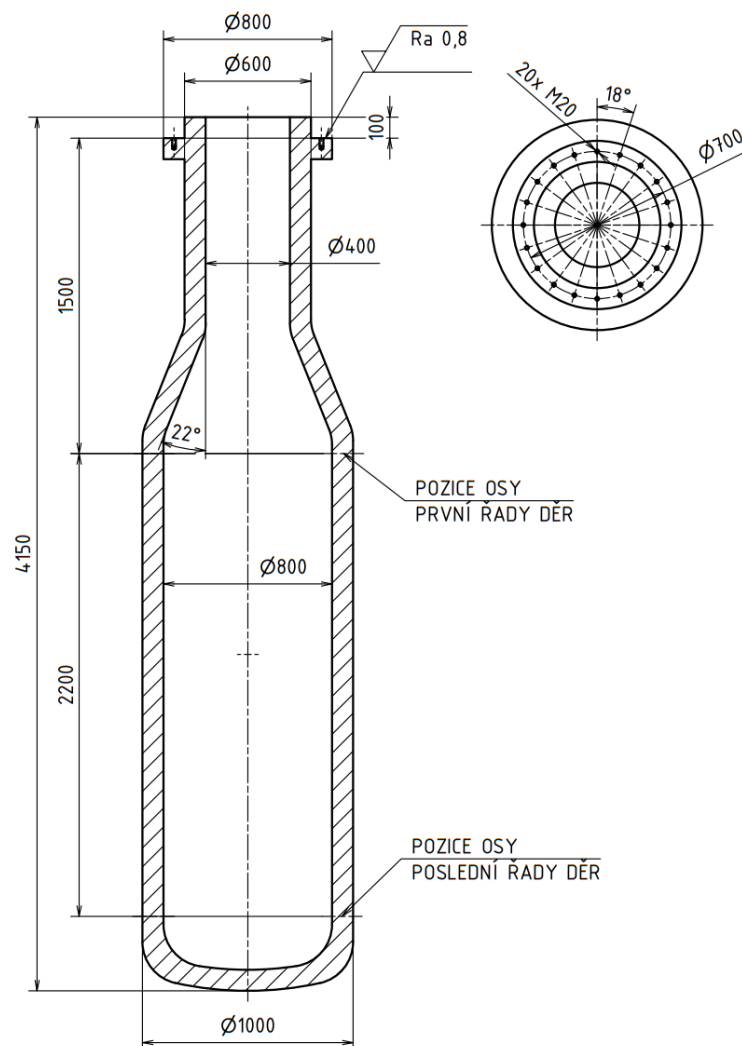


Obrázek 1. Náhled na kritická místa přivařených trubek

1.2. Zadané parametry pro návrh

Nejdůležitějšími parametry pro tvorbu návrhu manipulátoru kamery jsou připojovací rozměry příruby kolektoru, včetně uspořádání připojovacích šroubových spojů a vnitřní rozměry kolektoru. Bohužel přesné rozměry mi nebyly poskytnuty, jelikož jsou přísně chráněné a nezveřejňují se. Z tohoto důvodu mi společnost AgentFly Technologies, která se následně bude zabývat softwarem pro řízení manipulátoru, poskytla přibližné informace o rozměrech a tvaru kolektoru parogenerátoru. Dále jsem získal důležité informace o prostředí, ve kterém manipulátor bude pracovat. Po vytvoření návrhu manipulátoru se veškeré informace využijí pro výrobu prototypu tohoto zařízení.

- Rozměry kolektoru parogenerátoru viz obrázek 2
- Připojovací rozměry k přírubě kolektoru viz obrázek 2
- Počet řad teplosměnných trubek podél osy kolektoru $n_{rt} = 62$
- Teplota uvnitř kolektoru v průběhu kontroly $T_k = 40\text{ °C}$
- Relativní vlhkost vzduchu uvnitř kolektoru v průběhu kontroly $\varphi = 100\%$



Obrázek 2. Návrh rozměrů kolektoru parogenerátoru

2. Úvod do problematiky strojového vidění

2.1. Průmyslové kamery ve strojírenství

Průmyslové kamery se s rozvojem automatizace výroby začínají využívat téměř v každém odvětví průmyslu a poskytují velmi užitečné řešení při měření součástí, kontrole kvality a v mnoha dalších aplikacích. Průmyslové kamery také slouží jako jeden z nástrojů pro roboty ovládané umělou inteligencí. Počítačové vidění dokáže velmi ulehčit a zrychlit práci odborníkům, kteří se nacházejí na pozici kontroly kvality a v některých případech je také zcela nahradit. Ovšem všechno má svá úskalí, a i sebelepší průmyslová kamera v některých případech nedokáže zastoupit práci zkušených odborníků na takovýchto pozicích. Jednou z obrovských výhod průmyslových kamer jsou jejich modifikace. Jinak řečeno možnosti konstrukce kamery na míru podle přání zákazníka, kde je možné například zahrnout přesné snímací vzdálenosti podle její aplikace a využít je při návrhu optické soustavy kamery. Dále je to konstrukční řešení ochranných pouzder, které chrání kameru vůči prostředí, ve kterém pracují. Velmi kompaktní rozměry průmyslových kamer umožňují kontroly ve specifických prostorech jako jsou například inspekce potrubí, kontroly v chemických závodech nebo mnou řešený problém v oblasti jaderného průmyslu.

Návrh systému strojového vidění je velmi náročný z hlediska porozumění a respektování základních principů zobrazování pomocí optických soustav a práce s výstupními daty. Pro správné navržení optického systému je nutná přesná specifikace problému. Převážně jde o geometrické uspořádání systému, specifikace snímaného materiálu i s ohledem na jeho optické vlastnosti (například matný/lesklý povrch) za účelem návrhu vhodného osvětlení a v neposlední řadě volba vhodných softwarových a hardwarových prvků pro úpravu a zpracování naměřených dat. [4]

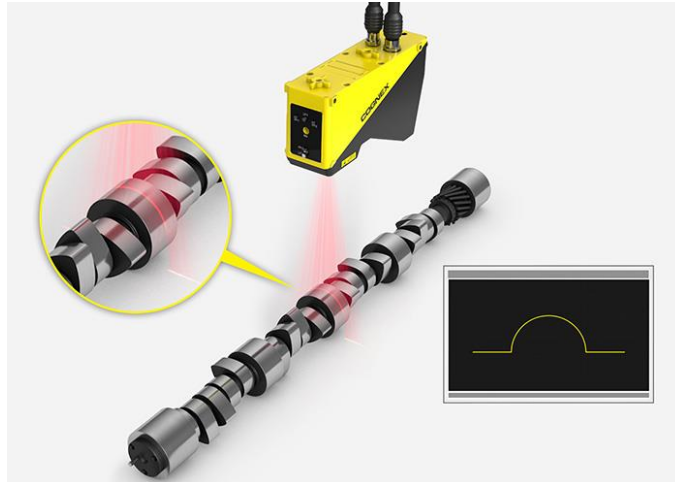
2.2. Aplikace strojového vidění

2.2.1. Měření součástí a kontrola tolerancí

Měřením součástí je myšleno měření a kontrola délkových rozměrů součástí, tolerancí tvaru a polohy viz obrázek 3. Při měření součástí pomocí strojového vidění tvoří základní otázku dosažitelná přesnost snímání. V těchto případech je základním parametrem kamery rozlišení, tedy počet zobrazovacích bodů (pixelů) zobrazených na snímku. Kromě toho je také nutné správné osvětlení, ať už se jedná o jeho intenzitu či barvu. Vhodné osvětlení v tomto případě totiž umožňuje vidět ostře obrysové hrany součásti, ale také hrany otvorů. Důležitá je také eliminace okolních zdrojů světla jako je sluneční záření, osvětlení haly či pracoviště nebo další nekontrolovatelné zdroje světla. [4]

Podle požadavků zákazníka je možné některé méně přesné aplikace plně automatizovat, kde systém kontrolní kamery dokáže vyhodnotit, zdali je součást ještě v požadované toleranci, nebo se jedná o zmetek. Pro přesnější měření jsou data z kontrolní kamery zpracována pomocí systému pro zpracování a úpravu dat a takováto data se

zobrazují vyškolenému pracovníkovi, například na pozici kontroly kvality, v softwarovém prostředí, kde následně sám provede veškerá měření.

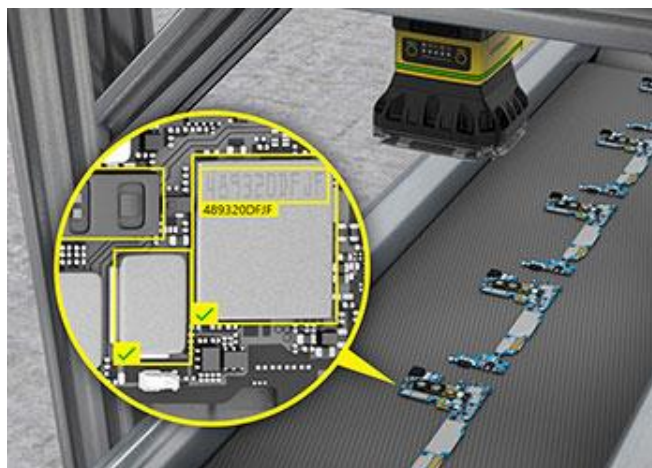


Obrázek 3. Měření součástí pomocí strojového vidění [34]

2.2.2. Kontrola sestavení a montáže

Strojové vidění se velmi často využívá při kontrole úplnosti sestavení a správné montáže v sériové a hromadné výrobě, kde se snažíme eliminovat chybu způsobenou lidským faktorem. Systémy kontroly pomocí strojového vidění mohou být řazené do výrobního procesu po každé operaci, což by vycházelo cenově velmi nevýhodně. Ovšem někdy je nezbytně nutné tyto systémy řadit do výrobního procesu, například při kontrole pozice dílu před další operací, což může být například lisování či pájení. Převážně se ale používají na konci výrobního procesu, kde dokážou vyhodnotit, zdali je součástka osazena všemi díly a pokud ne, tak jí vrátit zpět do výrobního procesu nebo ji označit jako zmetkový kus. [4]

Obdobné systémy se využívají také v oblasti potravinářského průmyslu, kde se například pomocí strojového vidění kontroluje hladina kapaliny v lahvi či správné nasazení zátky na lahvi. Ve farmaceutickém průmyslu také nachází své místo při kontrole úplnosti balení tablet. Dále jsou to aplikace ve výrobě elektronických součástek viz obrázek 4.

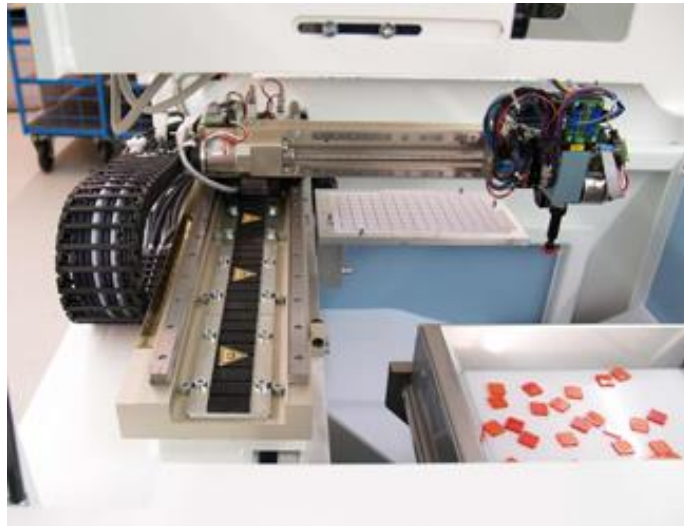


Obrázek 4. Kontrola úplnosti sestavení [34]

2.2.3. Navádění a polohování robotů

System navádění a polohování robotů pomocí strojového vidění je velmi specifický, jelikož robot je pomocí řídicího softwaru nejdříve naveden na přibližnou polohu, kde by se měl například uchopovaný předmět nacházet. Následně pomocí zpětné vazby pohybů na polohovací kameru, která je většinou vázaná na specifické body na součásti, se postupně robot přibližuje, až dosáhne požadované pozice. V tuto chvíli může robot součást uchopit a přemístit na určené místo. Takovýto systém se používá, pokud není jiným způsobem zajištěna přesná poloha uchopované součásti, například pomocí středících čepů, nebo pokud je uchopovaný předmět v pohybu.

Typickým příkladem použití jsou systémy pick and place, kdy systém strojového vidění detekuje součástku a následně ji manipulátor uchopí a přesně umístí na určené místo viz obrázek 5. Toto řešení zajišťuje zkrácení času nutného k plnému osazení základacích přípravků příslušnými součástkami.



Obrázek 5. Manipulátor s naváděním řešeného pomocí systému strojového vidění [34]

2.2.4. Detekce povrchových vad

Detekce povrchových vad je proces využívaný jak pro vstupní kontrolu materiálu, tak pro výstupní kontrolu hotových výrobků. Může se jednat o identifikaci poškození základního materiálu, vad povrchových úprav a podobně. V těchto aplikacích se využívá převážně barevného kontrastu vady oproti základnímu materiálu, což dokáže kontrolní systém identifikovat viz obrázek 6.

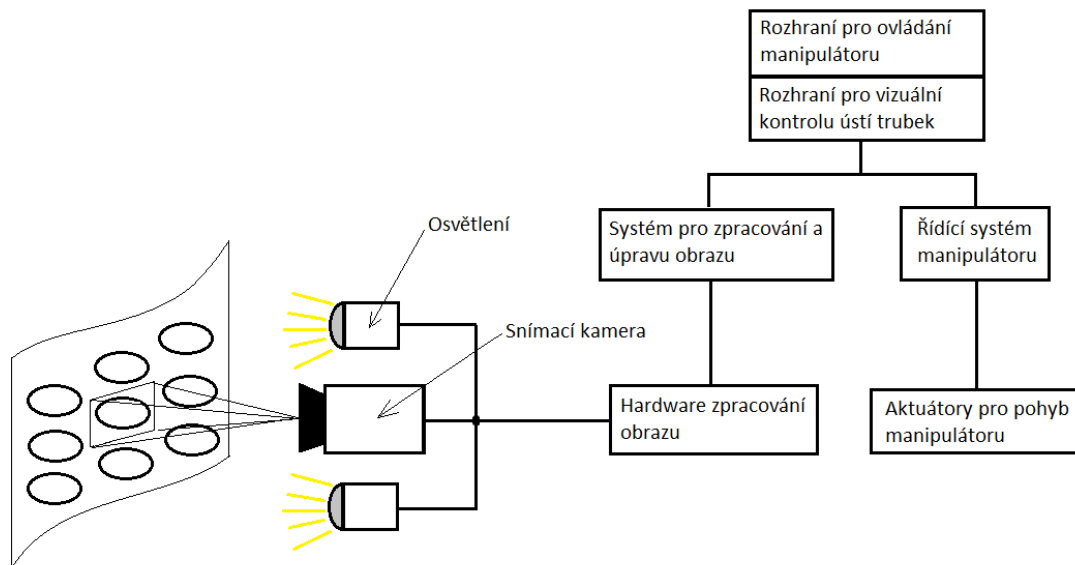


Obrázek 6. Detekce povrchových vad materiálu [34]

V případech jako je tento, se používá systém strojového vidění jako nástroj pro zrychlení a zjednodušení práce proškolených odborníků. Snímky pořízené kontrolní kamerou se zobrazují operátorovi na externím zařízení a ten sám hledá a vyhodnocuje vady povrchu. Stejně tomu je v případě této práce, kde snímky z kamery slouží operátorovi jako prostředek pro vyhodnocení a detekci povrchových vad materiálu. Mezi vady povrchu, které chceme identifikovat v oblasti ústí teplosměnných trubek, mohou patřit například trhliny vzniklé vlivem tepelného a tlakového namáhání či vady svarů. Těmito vadami jsou například povrchové póry, kráterové trhliny nebo také vadné napojení svaru.

2.3. Struktura systém pro danou aplikaci

Na obrázku 7 je znázorněna přibližná struktura systému strojového vidění pro případ tohoto manipulátoru. Proces získání snímků začíná pořízením snímku pomocí snímací kamery, na které je umístěná vhodná osvětlovací technika. Intenzitu osvětlení by mělo být možné řídit z důvodu různorodých optických vlastností povrchu viz obrázek 1. Po pořízení jsou jednotlivé snímky softwarově zpracovávány a dodatečně upravovány. Následně se online zobrazí operátorovi zařízení ve speciálně vytvořeném rozhraní. Zde může operátor provést kontrolu, zdali se na právě snímaném ústí nenachází povrchová vada. Kromě online zobrazení snímků, se také všechny snímky ukládají do speciálního uložště, kde je možné tyto snímky zpětně vyvolat a provést například porovnání se snímky z předešlé kontroly. Pracovník díky tomu může zjistit k jakým změnám došlo na kontrolovaném ústí od poslední provedené kontroly.



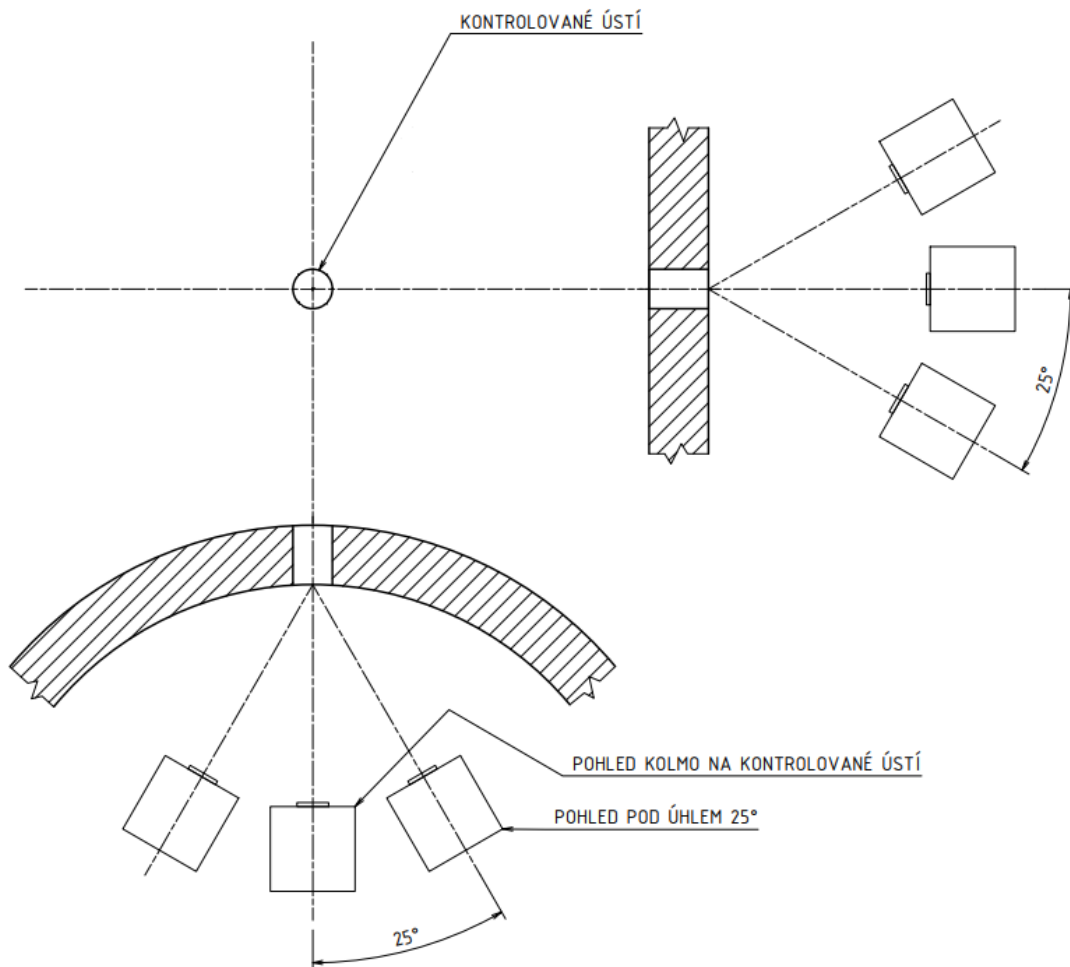
Obrázek 7. Systém strojového vidění pro danou aplikaci

Operátor má možnost zvolit si v rozhraní pro ovládání manipulátoru několik předem vytvořených programů. Základním programem je prováděna celková kontrola, tedy kontrola všech ústí teplosměnných trubek. Prakticky se bude jednat o video záznam ze snímací kamery, kde se pomocí příslušných pohonů manipulátoru budeme postupně pohybovat v celém snímaném prostoru, který je dle obrázku 2 válcový (cylindrický). Dalším dostupným programem pro operátora manipulátoru bude možnost detailního snímání kritických míst. Operátor pouze zadá číslo ústí a pomocí předem nastaveného programu dojde k přestavení manipulátoru do požadované polohy pro snímání daného ústí. Kritickými místy se myslí předem vytipovaná ústí teplosměnných trubek, kde už z předchozích kontrol byly zřejmé nějaké vady, ale ty dosud nebyly dostatečně velké, aby bylo nutné zaslepení daného ústí. Dále to jsou místa, která označil operátor při získávání záznamu ze základní celkové kontroly a v neposlední řadě se jedná o kontrolu již zaslepených ústí.

2.4. Detailní sken kritických míst

Pro správnou identifikaci povrchových vad (viz kapitola 2.2.4) při detailním skenu kritických míst je nutné pořízení několika snímků právě kontrolovaného ústí. Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, operátor manipulátoru zvolí program pro detailní skenování zvoleného ústí a manipulátor se přestaví do poloh, které umožní snímací kameře tyto snímky pořídit. Pokud se podíváme na obrázek 1, tak zaslepená ústí mají po svém obvodu svar, který je vždy mírně vyvýšený oproti povrchu kolem. Při nedokonalém nasvícení by právě kvůli této vlastnosti mohlo docházet k určitému zkreslení snímků pořízených kolmo na kontrolované ústí. Z tohoto důvodu je pro identifikaci vad nedostatečné pořízení pouze jednoho snímku kolmo na kontrolované ústí. Proto je nutné pořízení několika dalších

snímků pod různými úhly. Z obrázku 8 je patrné, že je nutné zajistit minimálně 5 poloh snímací kamery pro pořízení detailního skenu kontrolovaného ústí. Mezi tyto polohy snímací kamery patří základní poloha kolmo na kontrolované ústí a polohy pod úhlem 25° ve dvou na sebe kolmých rovinách. Aby byla zaručena správná funkce snímací kamery, minimální vzdálenost od snímaného ústí k čelu objektivu musí být alespoň 200 mm. Tato podmínka, spolu se znalostí manipulačního prostoru, ve kterém se má manipulátor pohybovat, také dále určuje minimální počet stupňů volnosti manipulátoru. Po pořízení požadovaných snímků se operátorovi zobrazí seřazené na obrazovce tak, aby bylo zřejmé, z kterého místa je snímek pořízený.



Obrázek 8. Náskres pozic snímací kamery pro pořízení detailních snímků kontrolovaného ústí

2.5. Volba snímací kamery

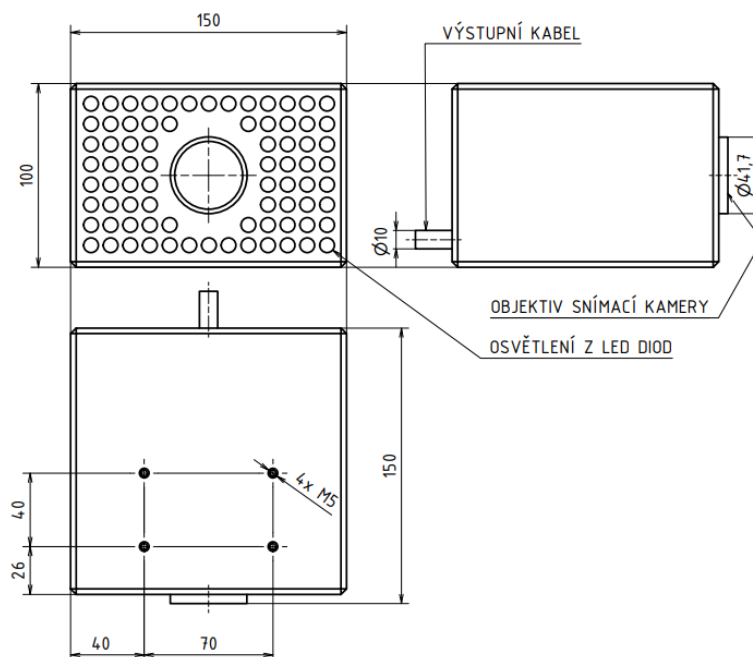
Volba snímací kamery z katalogových listů od výrobců pro takto specifické prostředí viz kapitola 1.2 je prakticky nemožná. S ohledem na to jsem se spojil s odborníky ze společnosti ELVIA, která se zabývá zakázkovou výrobou systémů strojového vidění, včetně modifikací snímacích kamer. Kromě toho se tato společnost již podobným problémem zabývala, jelikož jejich systémy byl opatřen také manipulátor od společnosti

VUJE viz kapitola 2.9.1. S ohledem na velmi hustou síť teplosměnných trubek a požadavek na rozlišení vady velikosti až 0,2 mm by navržená snímací kamera měla mít alespoň rozlišením Full HD, tedy rozlišení 1920x1080 pixelů a snímkovací frekvencí 60 fps. Díky tomu bude možné vytvořit také požadovaný záznam celkové kontroly. Odborníci ze společnosti ELVIA doporučili také, aby objektiv snímací kamery byl opatřen zoomem, i když pomocí objektivů s pevným ohniskem lze pořizovat v zásadě kvalitnější snímky. Důvodem jsou rozdílné snímací vzdálenosti při detailním skenu kritických míst. Objektivy s pevnou ohniskovou vzdáleností jsou spíše používány pro statické účely s fixní snímací vzdáleností. Díky možnosti zoomu nebude také nutná fixní vzdálenost objektivu od snímaného objektu, což zjednoduší návrh jednotlivých pohonů. Základní specifikace a požadavky na modifikaci snímací kamery:

- Integrované osvětlení v plášti snímací kamery
- Konstrukce vhodného opláštění, které odolá prostředí viz kapitola 1.2
- Pouze 1 výstupní kabel ze snímací kamery
- Maximální rozměry snímací kamery včetně opláštění 150x150x100 (DxŠxV)

Dle těchto požadavků byla navržená snímací kamera od společnosti SONY-FCB-CV7520. Kamera disponuje rozlišením Full HD, její snímkovací frekvence je 60 fps a objektiv je vybavený zoomem. Všechny tyto parametry odpovídají zadání. Společnost ELVIA navrhla také vhodné opláštění kamery, do kterého jsou již zakomponovány prvky pro připevnění kamery k manipulátoru a je v něm integrován systém osvětlení.

- Rozměry systému strojového vidění (včetně opláštění) viz obrázek 9
- Připojovací rozměry viz obrázek 9
- Hmotnost systému strojového vidění (včetně opláštění) $m_k = 2 \text{ kg}$



Obrázek 9. Návrh snímací kamery

3. Teoretická část

3.1. Manipulační zařízení

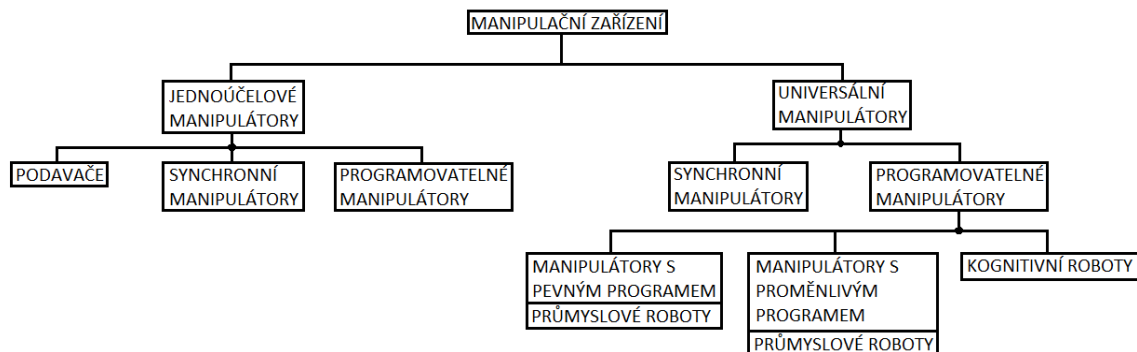
Manipulační zařízení můžeme rozdělit na několik kategorií z nichž v dnešní době jsou nejvíce zastoupené jednoúčelové manipulátory a roboty. Ty jsou obecně velmi silným nástrojem pro zvýšení efektivity práce, bezpečnosti obsluhy a umožňují práci v místech pro člověka nepřístupných. Můžeme se s nimi setkat téměř v každém odvětví průmyslu, ať už se jedná o jednoduchá manipulační zařízení sloužící pouze pro přesun objektu z místa A do místa B, nebo o speciální roboty s technologickými end-efektory umožňující provádět specifické operace. Použití manipulátoru pro konkrétní aplikaci vychází z požadavků na pohyby umožňující provést zadaný úkol, dále z požadavků na polohu či orientaci koncového end-efektoru. Samozřejmě při manipulaci s objekty by bylo možné použití různých typů robotů s mnoha stupni volnosti, které by dokázaly zadaný úkol vyřešit, ale podobný přístup k návrhu takovýchto zařízení je velmi neefektivní. Taková zařízení jsou velmi drahá, už jen z pohledu velkého množství pohonů, kde ne všechny by byly plně využívány a špatného využití materiálu, tedy manipulace s mrtvou hmotou. Dalším problémem by byla složitost řízení, kde naším cílem je udělat ho co nejjednodušší pro obsluhu a s rostoucím počtem pohonů je systém řízení složitější. Využívání průmyslových robotů či univerzálních manipulátorů pro jednodušší manipulační úkony je neefektivní také z hlediska nízkého využití potenciálních možností zařízení. Z těchto hlavních hledisek je velmi důležitá základní myšlenka a rozvržení minimálního počtu pohybů umožňujících provést zadaný úkol.

Způsob realizace změny polohy a natočení objektu v prostoru souvisí právě s kinematickou strukturou manipulačního zařízení, tedy na jednotlivých pohybech umožňujících manipulaci s objektem a charakterem jeho řízení. Pohyb manipulovaného objektu může být realizovaný nezávisle na předchozích pohybech nebo se vzájemnou vazbou. Úplné nezávislosti pohybů lze dosáhnout pouze tehdy, pokud jsou pohony umístěny nezávisle na základním rámu. Vznikne tak kinematický řetězec tvořený větším počtem jednoduchých manipulátorů realizujících jednotlivé pohyby manipulovaného objektu. [1]

Uspořádání manipulátoru s nezávislými pohyby se používá spíše u jednodušších aplikací nebo například v různých výrobních linkách, kde pohyby umožňující manipulaci například s technologickou paletou mohou být rozdělené a realizují jednotlivé operace postupně. Příkladem uspořádání manipulátoru s nezávislými pohyby nám může být ustavení objektu do požadované polohy ve výrobní lince pomocí lineárních jednotek, které jsou nezávisle umístěné v základního rámu stroje. Díky tomu je možné pomocí jednotlivých pohonů postupně umístit objekt do požadované polohy v zařízení. Takovéto uspořádání se ovšem používá velmi zřídka a u složitějších manipulátorů či robotů se s ním nesetkáme.

Pro složitější uspořádání manipulátorů a robotů se využívá pohybů se vzájemnou vazbou, která je dána unášivými pohyby. To znamená, že k základnímu rámu je umístěna pouze jedna pohybová jednotka a ta unáší další jednotku, která může být v obdobném vztahu s následující pohybovou jednotkou. Takto na sebe můžeme napojovat jednotlivé pohybové jednotky a postupně navyšovat počet stupňů volnosti daného manipulátoru. Díky tomuto uspořádání můžeme současně měnit všechny požadované parametry. Jednou z nevýhod takového uspořádání je ale menší přesnost polohování, jelikož chyba v polohování od prvního pohonu se projeví i u dalších a postupně narůstá. [1]

Podle funkce můžeme manipulační zařízení rozdělit do několika kategorií z nichž hlavní skupiny tvoří jednoúčelové manipulátory a univerzální manipulátory. Ty se od sebe liší převážně konstrukčním provedením, kde jednoúčelové manipulátory jsou vždy přizpůsobené funkci v obsluhovaném zařízení a mají omezený počet stupňů volnosti, který je přizpůsobený dané aplikaci. Oproti tomu univerzální roboty jsou na obsluhovaném stroji nezávislé a jsou konstruovány tak, aby je bylo možné použít ve většině aplikací, proto mívají větší počet stupňů volnosti. Použití univerzálních manipulátorů pro různé aplikace je často omezeno spíše rozsahem jejich pohybů, přesností polohování a maximálním možným zatížením. Manipulační zařízení se následně dělí na podskupiny podle jejich charakteristických znaků od nejjednodušších jednoúčelových manipulátorů, mezi které můžeme zařadit podavače, až po kognitivní roboty se schopností částečného vnímání. [2]



Obrázek 10. Rozdělení manipulačních zařízení

Podavače

Patří mezi nejjednodušší jednoúčelové manipulátory a s obsluhovaným strojem tvoří většinou jeden celek. Z tohoto důvodu jsou také konstrukčním provedením podřízeny obsluhovanému stroji a mívají od něho také odvozený pohon. Často jsou ale konstruovány jako nepoháněné, kde manipulaci s objektem řídí ručně přímo operátor, což se používá například pro manipulaci s těžkými objekty, jako jsou různé polotovary či technologické

nástroje. Z konstrukčního hlediska mají také značně omezený počet stupňů volnosti a hodí se pro nejjednodušší manipulační operace. [2]

Synchronní manipulátory

Tato zařízení představují v zásadě zesilovací ústrojí pro zesílení silových a pohybových veličin obsluhy. Jsou řízena průběžně operátorem, který vyvoláním buď přímo určitého pohybu řídicí hlavičky nebo nepřímo na dálku předá signál systému manipulačního zařízení, a to následně vykoná požadovaný pohyb. Tato zařízení jsou na obsluhovaném stroji nezávislá a často se můžeme setkat s označením „master-slave“ manipulátory. [1]

S těmito manipulátory se můžeme setkat například v automobilovém průmyslu, kde je využíváno přímé řízení pro manipulaci s rozměrnými objekty ve výrobní lince, jako jsou palubní desky a další. Nepřímého řízení se využívá při manipulaci například s nebezpečným materiálem, kdy se řídicí operátor nachází v bezpečném prostředí a řídí manipulátor vzdáleně v reálném čase.

Programovatelné manipulátory

Jedná se o manipulátory, které jsou řízeny programovým ústrojím a vykonávají tedy předem definované pohyby dané programem. Svým provedením, pohonem a funkcí jsou vůči obsluhovanému zařízení nezávislé. [1]

Manipulátory s pevným programem

Tyto manipulátory mají pevně nastavený program, daný řídicím ústrojím, který se v průběhu jeho činnosti nemění a je stálý. Programové ústrojí má jednoduché provedení a pokud je nutné změnit způsob činnosti tohoto zařízení, jedná se o velký zásah. Je nutné totiž kompletně přepsat dosavadní program podle kterého zařízení pracuje. [1]

Manipulátory s proměnlivým programem

Mají v paměti řídicího systému uloženo několik programů, které je možné jednoduše volit podle scény, ve které se manipulační zařízení nachází. Příkladem nám může být manipulátor, který manipuluje s několika druhy objektů, jež se mohou lišit rozměry. Řídicí systém načte informace o daném objektu a podle toho zvolí vhodný program pomocí něhož bude manipulace prováděna.

Kognitivní roboty

Jsou to v dnešní době nejsložitější manipulační zařízení, která jsou vybavena určitým druhem vnímání či racionálního myšlení. [1]

Dalo by se říct, že v řídicím systému manipulátoru je určitý druh umělé inteligence, která automaticky generuje program činnosti na základě podkladů vložených operátorem.

Jak již bylo zmíněno, využití universálních manipulátorů (robotů), se v mnoha ohledech jeví neefektivní, z tohoto důvodu se budu dále zabývat koncepcí převážně jednoúčelových manipulátorů. Jednoúčelové manipulátory můžeme charakterizovat z několika hledisek, kde celková konstrukce manipulátoru je vždy přizpůsobena jeho aplikaci tedy:

- Omezený počet stupňů volnosti, který odpovídá dané aplikaci
- Omezený rozsah pohybů přizpůsobený dané aplikaci
- Možnosti řízení přizpůsobené dané aplikaci
- Prostorové uspořádání dané umístěním a přizpůsobené dané aplikaci
- Požadovaná přesnost polohování přizpůsobená dané aplikaci

[1]

3.2. Pohony využívané v manipulační technice

Hlavní funkcí pohonů je přeměna vstupní energie, na mechanický pohyb na výstupu. Tuto přeměnu nám zajišťují motory spolu s dalšími prvky pro jeho řízení. Pracovní pohyby manipulátorů mohou být zprostředkovány buď přímou vazbou na motor, nebo přes další mechanickou vazbu. Na pohony manipulátorů jsou často kladeny nároky na:

- vysokou přesnosti polohování
- vysokou rychlosti polohování
- vysokou polohovací tuhost
- plynulý bezrázový rozběh a brzdění

[1]

Přesnost polohování je závislá jak na vlastnostech jednotlivých pohonů, způsobu řízení, ale také na tuhosti celé konstrukce. Pokud se jedná o vlastnosti pohonů, tak se z hlediska vysoké přesnosti polohování snažíme navrhovat jednotlivé pohony spíše s přímou vazbou na motory. Nepřímá vazba, například rozvod od motoru k pohybovým jednotkám pomocí řetězu, zanáší do systém chybu danou například různými montážními vůlemi či vůlemi v převodech. Tyto vůle jsou bohužel dány výrobními faktory a jejich odstranění je z konstrukčního hlediska velmi obtížné. Z hlediska řízení se rozlišují systémy bez zpětné vazby a systémy se zpětnou vazbou. U systémů bez zpětné vazby je po dosažení požadované souřadnice přerušena vazba mezi motorem a pohybovými jednotkami. Z této logiky vyplývá, že působením setrvačných sil se nedosáhne přesné požadované polohy. Tato vlastnost je u systémů se zpětnou vazbou eliminována, jelikož porovnávají skutečnou polohu s požadovanou a korekcemi se systém snaží dosáhnout stavu, kde bude odchylka skutečné a požadované polohy minimální.

Jak už bylo zmíněno, roboty a manipulátory se ve velké míře využívají v sériové a hromadné výrobě, kde je kladen důraz na co nejvyšší rychlosti polohování. Díky vysoké polohovací rychlosti se zkracují výrobní časy. Výborným příkladem může být manipulátor, který vkládá polotovary do výrobního stroje a po provedení technologické operace vyjme hotový kus. Použití manipulátoru, který nahrazuje lidskou obsluhu v takovýchto případech, zajistí zrychlení taktu výroby a zvýší produkci výrobků. Samozřejmě pro zvýšení rychlosti polohování se nutně musí zvyšovat také zrychlení a z tohoto důvodu také rostou setrvačné síly, které zatěžují konstrukci manipulátorů. Proto je nutné volit maximální rychlost polohování podle rozměrů a hmotnosti manipulovaného objektu. Vysoké rychlosti polohování se tedy využívají u menších manipulátorů pro méně hmotné objekty.

V souvislosti s přesností polohování jsem se zmínil, že je také závislá na tuhosti konstrukce. Deformace jednotlivých prvků vnáší další chyby do polohování. Z tohoto důvodu se velmi často pro konstrukce rámců manipulátorů využívají ocelové profily či profily ze slitin hliníku. V dnešní době je možné poměrně snadno zjistit hodnoty deformace jednotlivých dílů pomocí různých MKP softwarů a zohlednit tyto hodnoty při řízení manipulátorů.

Plynulý a bezrázový chod je požadován v manipulační technice z důvodu bezpečnosti při uchopení manipulovaného objektu. Díky tomu je zaručeno pevné držení objektu v end-efektoru manipulátoru a nemůže dojít k jeho vyklouznutí. Tento problém je nutné uvažovat převážně u manipulátorů s nízkou tuhostí konstrukce a více stupni volnosti, kde může dojít ke kmitání koncového efektoru kolem požadované polohy. [1]

V mém případě, kdy se jedná o manipulaci se snímací kamerou pevně spojenou s manipulátorem bych tento problém nemusel uvažovat. Ovšem aby bylo dosaženo vhodných snímků pro inspekční kontrolu viz kapitola 2.3, je potřeba zajistit, aby rázy od pohonů byly co nejmenší, jelikož se nebude používat systém pro stabilizaci snímací kamery.

Z hlediska druhu energie přivedené na vstup motoru, můžeme pohony manipulátorů rozdělit do několika skupin:

- elektrické pohony
- tekutinové pohony
 - hydraulické pohony
 - pneumatické pohony
- kombinované pohony

[1]

Elektrické pohony využívají k pohybu elektromotory, u kterých dochází k přeměně elektrické energie na mechanický pohyb. Tekutinovými pohony se rozumí pohony využívající přeměny tlakové energie na mechanický pohyb. Podle média sloužícího k přenosu tlakové energie je dělíme na hydraulické pohony, které jako tlakové médium

využívají hydraulické kapaliny a na pneumatické pohony, které jako médium pro přenos tlakové energie využívají vzduch. Hydraulické i pneumatické pohony pracují na stejném principu, ale z fyzikálního hlediska mají použité tekutiny rozdílnou viskozitu a poddajnost. Poslední možností pohonu manipulátorů je pohon kombinovaný. Ten lze chápat tak, že v rámci pohonu manipulátoru je například jeden pohyb realizován pomocí elektromotoru a jiné pohyby pomocí tekutinových pohonů.

3.2.1. Elektrické pohony

Elektrické pohony, obdobně jako pohony hydraulické mají výhodu ve svém výkonovém rozsahu, který se pohybuje od několika wattů až po stovky kilowatt. Ve srovnání s pohony tekutinovými vychází elektromotory pro stejné výkony rozměrnější. Kromě toho také je daleko obtížnější realizace přímočarých pohybů, kdy je nutné použít další mechanickou vazbu, která nám převede rotační pohyb elektromotoru na přímočarý pohyb pracovního členu. K tomuto převodu se využívají například mechanické vazby pomocí pohybového šroubu a matice, pastorku a ozubeného hřebenu nebo pomocí řemenového převodu. Tato další vazba snižuje účinnost pohonu, a proto je daleko častější využití elektrických pohonů pro rotační pohyby. Lineární motory se v dnešní době začínají také využívat, ale jejich aplikace je silně omezena nepříznivou cenou. Jejich výhodou je dosažení vysokých rychlostí a zrychlení. [1]

Výhody:

- Činnost pohonů se snadno dostupným druhem energie
- Snadné vedení energie na různá místa
- Velký rozsah výkonů
- Téměř bezúdržbový provoz
- Vysoká přesnost polohování
- Čistota provozu
- Snadné řízení

Nevýhody:

- Složitější realizace přímočarých pohybů
- Větší zástavbové prostory oproti tekutinovým pohonům stejných výkonů
- Specifické krytí pro aplikace ve výbušném a vlhkém prostředí
- Nebezpečí úrazu elektrickým proudem

V oblasti elektrických strojů se objevuje široká škála elektromotorů. Ovšem pro roboty a manipulátory se nejvíce využívají tyto typy:

3.2.1.1. Asynchronní motory

Asynchronní motory patří k nejjednodušším typům elektromotorů. Z hlediska konstrukce se v dnešní době nejčastěji používá asynchronní motor s kotvou na krátko, který zcela vytlačil asynchronní motory s kroužkovou kotvou. Pro pohony menších výkonů, přibližně do hodnoty 1,2 kW, se používají jednofázové motory. Pro pohony vyšších výkonů se dále používají asynchronní motory třífázové. Asynchronní motory jsou vhodné pro jednodušší manipulátory, kde se využívá jednoduchých pracovních cyklů, při kterých dojíždí pracovní ústrojí na snímače koncových poloh. Koncové snímače dají elektromotoru signál a ten se následně zastaví. Asynchronní motory mají poměrně vysoký moment setrvačnosti, a proto jsou často konstruovány s vestavěnou elektromagnetickou brzdou, která se sepne při vypnutí motoru. Z tohoto důvodu vysokého momentu setrvačnosti se využívá snížené rychlosti při dojíždění na koncové polohy. K řízení otáček asynchronního motoru se nejvíce využívají frekvenční měniče, které mění otáčky v závislosti na změně frekvence napájecího proudu. [1]

Problémem u asynchronního motoru jsou vysoké hodnoty rozběhového proudu při přímém připojení na elektrickou síť, kdy hodnota rozběhového proudu může dosahovat až desetinásobku jmenovitého proudu. Nadproud ovlivňuje elektrickou síť a může docházet ke shazování jističů v rozvaděči stroje. Tento problém je řešen několika způsoby, kde jednou z možností může být spouštění za sníženého napětí. Toto řešení ovšem snižuje rozběhový moment. Dalším způsobem je přepínání hvězda/trojúhelník. Kdy se motor nejdříve zapojí do hvězdy a tím klesne rozběhový proud a následně se přepojí do trojúhelníku. Reverzace, tedy chod opačným směrem, je u tohoto typu motoru velmi jednoduchá a stačí pouze vyměnit mezi sebou 2 fáze motoru.



Obrázek 11. Třífázový asynchronní motor [8]

3.2.1.2. Stejnosměrné motory

Stejnosměrné motory jsou oproti asynchronním motorům v manipulační technice používány častěji. Hlavním důvodem je možnost plynulé regulace otáček motoru. K řízení rychlosti stejnosměrných motorů se využívá změny napětí v obvodu kotvy. Díky tomu je možné u manipulátorů zajistit plynulý bezrázový chod, což snižuje namáhání celé konstrukce. Stejnosměrné motory mají oproti asynchronním motorům složitější konstrukci, a proto mají také vyšší cenu. Přesto jsou v oblasti přesné manipulační techniky nenahraditelné. V dnešní době jsou tyto motory často osazeny dalšími prvky, mezi které může patřit elektromagnetická brzda viz obrázek 12, enkodér pro snímání polohy, snímač otáček či vestavěná převodovka. Tyto prvky umožňují odstranění některých prvků pro řízení, jako jsou koncové snímače.

Podle zapojení budícího vinutí můžeme rozdělit stejnosměrné motory na motory s vlastním buzením, které se dále dělí na motory s paralelním buzením a se sériovým buzením, a na motory s cizím buzením. Nejjednodušším typem stejnosměrných motorů jsou motory s permanentními magnety. [1]

Motory s paralelním buzením (derivační)

Tyto motory mají tvrdou momentovou charakteristiku, kdy se otáčky mění velmi málo se zatížením.

Motory se sériovým buzením (sériové)

Jsou vhodné pro velké záběrové momenty a mají měkkou momentovou charakteristiku, tedy otáčky motoru jsou silně ovlivněny zatížením. Problémem těchto motorů je, že nemohou pracovat nezatíženy. V tomto případě by došlo k nebezpečnému růstu otáček, což by vedlo k jeho poškození. [1]

Motory s cizím buzením

Díky své konstrukci mají dobré dynamické vlastnosti a vyznačují se podobnou momentovou charakteristikou jako motory s paralelním buzením. Kromě toho mají také možnost plynulé regulace v širokém pásmu otáček. [1]

Tyto motory jsou v dnešní době hlavním stavebním prvkem pro realizaci servopohonů, které jsou vhodné pro použití v konstrukci manipulátorů. Používají se také jako pohony os obráběcích strojů, kde musí být zajištěna vysoká přesnost a dynamika polohování. Právě díky jeho dynamickým vlastnostem, možnosti využití vestavných prvků, snadnému řízení a vysoké přesnosti polohování jsem se je rozhodl použít i v případě návrhu manipulátoru kamery. Problémem by mohla být nižší životnost, ale pokud si uvědomíme, že tento manipulátor pracuje jako servisní stroj, tak použití tohoto typu pohonu je dle mého názoru nejvhodnější.



Obrázek 12. Servomotor s vestavěnou elektromagnetickou brzdou [8]

3.2.1.3. Krokové motory

Krokové motory vynikají v jednoduchosti řízení rychlosti a polohy. Jak už samotný název napovídá, krokový motor se pohybuje po krocích. Kroky nám udávají pootočení rotoru vůči statoru o určitý úhel. Díky tomu lze nastavovat polohu bez nutnosti vnější zpětné vazby. Standardně mají krokové motory rozdělené kroky po $1,8^\circ$, což odpovídá 200 krokům na otáčku. Tyto motory jsou řazeny do skupin podle velikosti přírub viz obrázek 13. Nevýhodou krokových motorů je poměrně malý krouticí moment, což je limituje v použití u manipulátorů vyšších výkonů. Ovšem díky jeho jednoduchosti a nízké ceně se často používají jako pohony u jednodušších manipulátorů a amatérských strojů.



Obrázek 13. Standardní krokové motory [8]

3.2.2. Hydraulické pohony

Hydraulické pohony mají široké uplatnění díky velikému rozsahu výkonů. Z tohoto důvodu je možné jejich využití, jak u menších manipulátorů, tak jako pohony pro těžkou manipulační techniku. Tlaky v hydraulických obvodech se nejčastěji pohybují v rozsahu od 0 bar do 350 bar, ovšem záleží na konkrétní aplikaci. Problémem hydraulických pohonů je druh tlakového média, kde se nejčastěji používají minerální oleje. U prvků používaných v hydraulických systémech může docházet k průsakům hydraulické kapaliny,

kteřá následně znečišťuje okolí. Proto je jejich použití v automatizaci, kde je nutná naprostá čistota, značně omezené. To souvisí také s pojmem ekologičnost, kde je nutné specifické zacházení při likvidaci těchto tekutin. Oproti pneumatickým pohonům jsou složitější s ohledem na to, že tekutina se musí po průchodu systémem vracet zpět do nádrže v případě otevřených hydraulických okruhů. U pneumatických pohonů se stlačený vzduch vypouští do okolí což zjednodušuje jejich konstrukci.

Výhody:

- Přenáší velké výkony
- Poměrně malé rozměry s ohledem na přenášený výkon
- Možnost plynulého řízení síly/kroučícího momentu a rychlosti/otáček
- Snadný přenos výkonu na různá místa prostřednictvím hadic/trubek
- Jednoduchá ochrana proti přetížení systému
- Spolehlivost
- Vyšší účinnost oproti pneumatickým pohonům

Nevýhody:

- Problémy s ekologií při úniku hydraulických kapalin
- Vyšší cena oproti pneumatickým pohonům
- Samostatný agregát tlakové kapaliny
- Hořlavost většiny používaných pracovních kapalin

Hydraulické pohony musí obsahovat zdroj tlakové kapaliny. Tlak do hydraulického obvodu nám dodává hydrogenerátor (čerpadlo). Nejčastěji používanými čerpadly jsou zubová čerpadla, které charakterizuje jejich geometrický objem, kde v závislosti na otáčkách dodává určité množství kapaliny do systému. Kromě těchto čerpadel se ale také využívají čerpadla lamelová, šroubová a pístová. Konstrukčně jsou čerpadla prakticky shodná s rotačními hydromotory.

U tekutinových pohonů se nejčastěji používají tyto typy motorů:

- Motory s rotačním pohybem
- Motory s přímočarým pohybem (hydraulické a pneumatické válce)

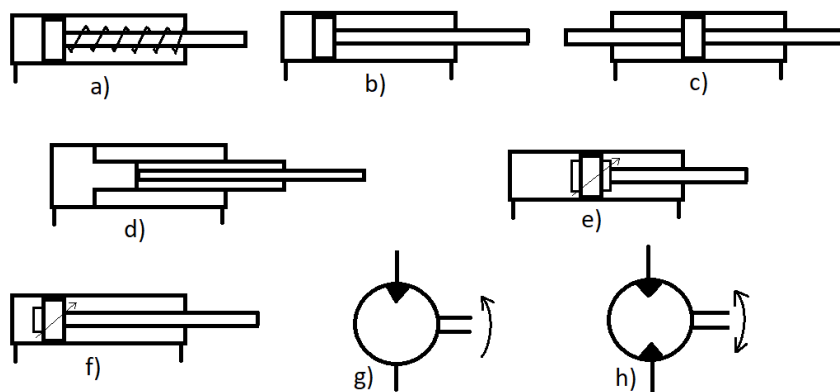
Motory s rotačním pohybem

Rotační hydromotory bychom mohli rozdělit obdobně jako hydrogenerátory na zubové, lamelové, šroubové nebo pístové. Použití rotačních hydromotorů je velmi omezeno v případě pneumatických pohonů. Důvodem jsou vysoké otáčky, obtížné řízení, hluchost a poměrně malá účinnost. [1]

Motory s přímočarým pohybem

Oproti rotačním hydromotorům jsou daleko častěji využívány hydromotory s přímočarým pohybem (hydraulické válce). Ty vynikají malými rozměry a hmotností vzhledem k velikosti přenášených výkonů. Samozřejmě jejich uplatnění je zejména v aplikacích s posuvnými pohybovými jednotkami. Rozdělují se na hydraulické válce jednočinné, kde zpětný pohyb je realizován jiným než hydraulickým způsobem a na dvojčinné, kde oba směry pohybu jsou realizovány hydraulicky. Konstrukce hydraulických válců je velmi rozmanitá a nejčastěji používané typy jsou znázorněny na obrázku 14. [1]

- a) Jednočinný hydraulický válec s vratným pohybem pomocí pružiny
- b) Dvojčinný hydraulický válec s jednostrannou pístnicí
- c) Dvojčinný hydraulický válec s průchozí pístnicí
- d) Teleskopický hydraulický válec (vhodný pro velké zdvihy)
- e) Dvojčinný hydraulický válec s oboustranným tlumičem koncových poloh
- f) Dvojčinný hydraulický válec s jednostranným tlumičem koncové polohy
- g) Jednosměrný rotační hydromotor
- h) Obousměrný rotační hydromotor



Obrázek 14. Přehled základních hydromotorů

3.2.2.1. Prvky pro řízení hydraulických pohonů

Základními prvky pro řízení hydraulických pohonů jsou ventily. Ty se dají rozdělit na ventily pro řízení tlaku, respektive síly, mezi které patří ventily tlakové a redukční. Dále to jsou ventily pro řízení průtoku, respektive rychlosti, k čemu se používají nejčastěji škrtící ventily. Dalšími prvky používanými k řízení jsou ventily pro řízení směru průtoku, mezi které mohou patřit například jednosměrné ventily nebo rozváděče.

Tlakový ventil

Jedná se o ventil pro řízení tlaku v obvodu. V základním stavu je zavřený a nepropouští kapalinu. Pokud je dosaženo nastaveného tlaku na ventilu, pak se otevírá a propustí kapalinu například do odpadu. Díky tomu chrání ostatní prvky v obvodu před přetížením. Podle konstrukce je můžeme rozdělit na jednostupňové, kde tlak pro otevření ventilu je daný předpětím pružiny, která tlačí kuželku do sedla ventilu, nebo na dvojstupňové, kde je ventil rozdělen na řídicí a výkonovou část. Jednostupňové ventily se používají spíše pro menší průtoky a menší světlosti potrubí, jelikož z hlediska konstrukce by ventily vycházely rozměrově příliš velké. Pro větší průtoky a světlosti potrubí se používají převážně ventily dvojstupňové.

Redukční ventil

Už z názvu tohoto prvku vyplývá, že se používá pro redukcí/snížení tlaku z výkonové větve obvodu, například pro větev s ovládacími prvky. V základním stavu je otevřený. Pokud se zvýší tlak na výstupu a ten dosáhne hodnoty tlaku na vstupu, pak se v případě dvojcestného redukčního ventilu zavře a případě třicestného redukčního ventilu zamezí průchodu kapaliny z výstupu na vstup a propojí výstup s odpadní větví obvodu. Tímto způsobem jsou prvky před redukčním ventilem chráněny proti přetížení.

Škrtící ventily

Tyto prvky slouží pro řízení rychlosti, respektive otáček hydromotorů pomocí změny průřezu, kterým kapalina prochází směrem k hydromotorům. Jedná se o velmi jednoduchý prvek, který ale snižuje účinnost pohonu, jelikož škrcením kapaliny dochází k maření energie, která se mění v teplo. Z hlediska konstrukce je lze rozdělit na jednoduché škrtící ventily, kde průtok je závislý na zátěži a na škrtící ventily se stabilizací tlakového spádu, kde průtok ventilem je téměř nezávislý na změně zátěže, a tedy rychlost hydromotorů zůstává s měnící se zátěží stejná. Z tohoto důvodu se jednoduché škrtící ventily používají v případech, kdy je na hydromotoru konstantní zatížení.

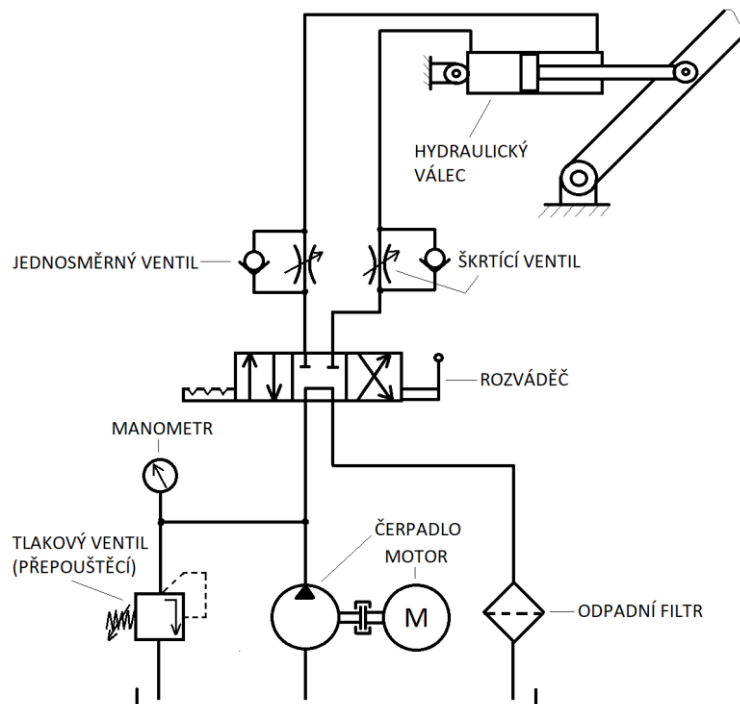
Jednosměrné ventily

Jednosměrné ventily zajišťují průchod pracovní kapaliny pouze v jednom směru přes tento prvek. Často se využívají v paralelním zapojení se škrtícím ventilem, aby docházelo ke škrcení pracovní kapaliny při průchodu jedním směrem a aby v opačném směru měla kapalina možnost volného průtoku.

Rozváděče

Jedná se o hlavní řídicí prvky v hydraulických obvodech, jelikož určují směr průchodu pracovní kapaliny a tím řídí směr pohybu hydromotorů. Podle konstrukce je můžeme rozdělit na rozváděče šoupátkové a rozváděče se sedlovou konstrukcí, kde se více používají rozváděče s šoupátkovou konstrukcí. U těch je oproti sedlovým rozváděčům jednodušší zkonstruovat rozvod kapaliny, ale v případě rozváděčů se sedlovou konstrukcí nedochází k průsakům. Ovládání může být mechanicky například pomocí páček či kladek, dále je možné použít hydraulické a pneumatické ovládání a v neposlední řadě je možné použít ovládání pomocí elektromagnetů.

Na obrázku 15 jsem se pokusil znázornit jednoduchý hydraulický obvod se základními prvky pro ovládání naklopení ramena manipulátoru. Ve spodní části můžeme vidět hydraulický agregát, který slouží jako zdroj tlakové tekutiny. Skládá se z elektromotoru, který pohání čerpadlo. To nasává kapalinu z nádrže a na výtlaku má kapalina určitý tlak. Součástí hydraulického agregátu je také tlakový přepouštěcí ventil, který zajišťuje maximální hodnotu tlaku v obvodu. V tomto případě je v obvodu zakreslen čtyřcestný/třípolohový rozváděč, pomocí něhož se ovládá pohyb hydraulického válce. V jeho základní poloze dochází k odlehčení čerpadla, což zvyšuje energetickou účinnost. Škrťací ventily slouží k nastavení rychlosti sklápění ramena v obou směrech, kde pomocí jednosměrného ventilu je kapalina v jednom směru vedena tzv. bypassem a nedochází ke zbytečnému maření energie na škrťacím ventilu.



Obrázek 15. Hydraulický obvod pro pohyb ramena manipulátoru

3.2.3. Pneumatické pohony

V případě pneumatických pohonů je nositelem energie stlačený vzduch. Jejich použití je do značné míry omezené, jelikož oproti hydraulickým pohonům se nepracuje s tak vysokými tlaky, respektive výkony. Do značné míry jsou nižší tlaky výhodné, jelikož ovládací prvky vychází rozměrově malé a oproti prvkům používaných v hydraulických obvodech mají jednodušší konstrukci. Tlak do pneumatických systémů se většinou dodává přes centrální rozvod, kterým je vybavena většina strojírenských firem, popřípadě to může být vlastní kompresor, umístěný v zařízení. Pneumatické pohony mají široké uplatnění v oblasti automatizace a v dnešní době se s nimi můžeme setkat prakticky ve všech odvětvích průmyslu. Pro pneumatické pohony nebudu popisovat základní prvky pro řízení ani hydromotory, jelikož principiálně jsou shodné s těmi pro hydraulické pohony viz kapitola 3.3.2.1.

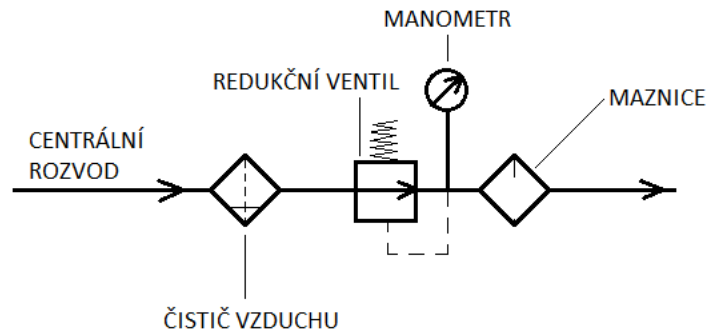
Výhody:

- Možnost připojení k centrálnímu rozvodu stlačeného vzduchu
- Jednoduchá konstrukce řídicích prvků
- Možnost dosažení rychlých přímočarých pohybů
- Malé zástavbové rozměry
- Spolehlivost
- Možnost činnosti v širokém rozsahu teplot

Nevýhody:

- Malá tuhost hydromotorů v důsledku stlačitelnosti vzduchu
- Problematické udržení plynulých pohybů při malých rychlostech
- Nutnost obohacování stlačeného vzduchu mazivem
- Drahá výroba stlačeného vzduchu
- Oproti hydraulickým pohonům nižší účinnost
- Citlivost na nečistoty

Pneumatické pohony jsou poměrně citlivé na nečistoty, a proto je v obvodech řazený čistič vzduchu, který odstraňuje mechanické nečistoty. Ve vstupním obvodu viz obrázek 16 je řazený redukční ventil, který snižuje tlak z centrálního rozvodu na požadovanou hodnotu, kterou udržuje nezávisle na kolísání tlaku v centrálním rozvodu. Stlačený vzduch je suchý, což má nepříznivý vliv na další prvky v pneumatickém obvodu. Proto se do vstupního obvodu také řadí maznice, který obohacuje stlačený vzduch mazivem. To slouží k mazání kluzných ploch v pneumatických prvcích. [1]



Obrázek 16. Vstupní obvod pneumatického pohonu

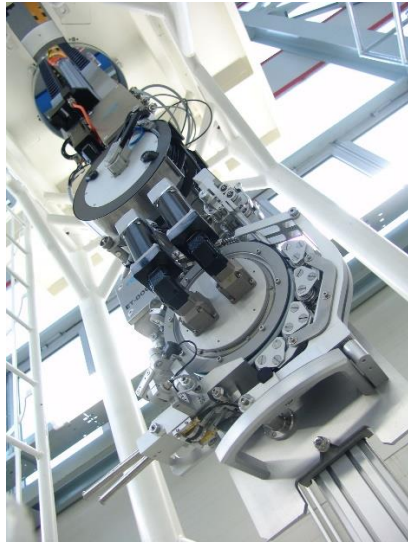
3.3. Speciální manipulátory a roboty používané v jaderném průmyslu

3.3.1. Manipulátor společnosti VUJE

Společnost VUJE patří ke špičce dodávající různá technická řešení a zařízení pro kontrolu a údržbu v energetickém průmyslu. Společnost má také obrovské zkušenosti v oblasti jaderné energetiky a s podobnými projekty, jako je tento se už také setkala. Na obrázku 17 je vidět velmi komplexní manipulátor sloužící k opravě a údržbě kolektoru parogenerátoru. Komplexní je ve smyslu použití speciálního end-efektoru umožňujícího volitelně měnit mezi několika technologickými hlavami. Díky tomu za použití pouze jednoho manipulátoru jsou pracovníci schopni provést celkový sken kolektoru parogenerátoru a vytipovat kritická místa, kde bude nutné provést detailnější kontrolu. Je opatřen také technologickými hlavami umožňující nedestruktivní zkoušku materiálu ultrazvukem nebo kontrolu povrchu vířivými proudy. Pomocí těchto zkoušek získají pracovníci širší znalosti o stavu kritického místa a umožní jim snazší rozhodování pro případné opravy. Právě opravy tento manipulátor také dokáže uskutečnit, jelikož je vybaven hlavami pro odvrtání trubek, vložení záslepky a následné zavaření záslepky viz kapitola 1.1.

Jak jsem již zmínil, tento manipulátor umožňuje provádět také základní vizuální kontrolu stavu kolektoru parogenerátoru, která je tématem mé diplomové práce, ale ne vždy je nutné provádět zmíněné opravy. Nasazení tohoto manipulátoru je obtížný a zdoluhavý proces, kde vzhledem k jeho rozměrům a hmotnosti je nutné použití manipulační techniky pro přesun na požadované místo. Dalším problémem jsou náročná školení pracovníků, kteří budou pracovat na tomto zařízení a složitost řízení všech procesů.

Z hlediska konstrukce se zařízení skládá z hlavního nosného rámu, který je tvořený jako svařenec z trubek a využívá formy příhradové konstrukce. Na vrchní nosné desce je upevněna rotační osa, kde rotační pohyb je zajištěn pomocí pohonu s ozubeným věncem. Na této ose je upevněný svislý posuv obsahující další mechanické a pneumatické prvky včetně koncového end-efektoru s vyměnitelnými technologickými hlavami. Z těchto informací jsem schopný říct, že se jedná o manipulátor se vzájemnou vazbou jednotlivých pohybů.



Obrázek 17. Manipulátor společnosti VUJE [3]

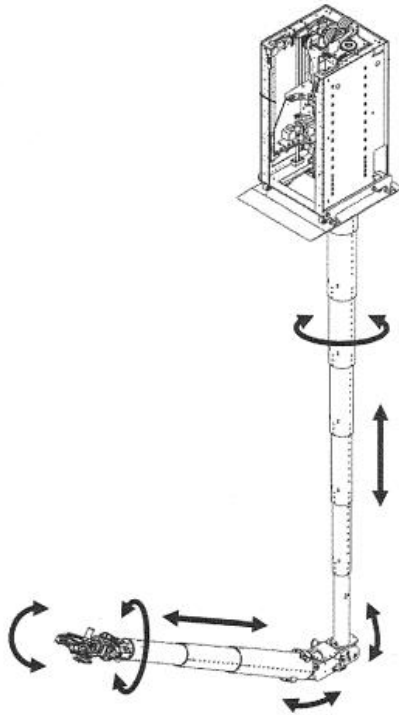


Obrázek 18. Řídící stanice manipulátoru [3]

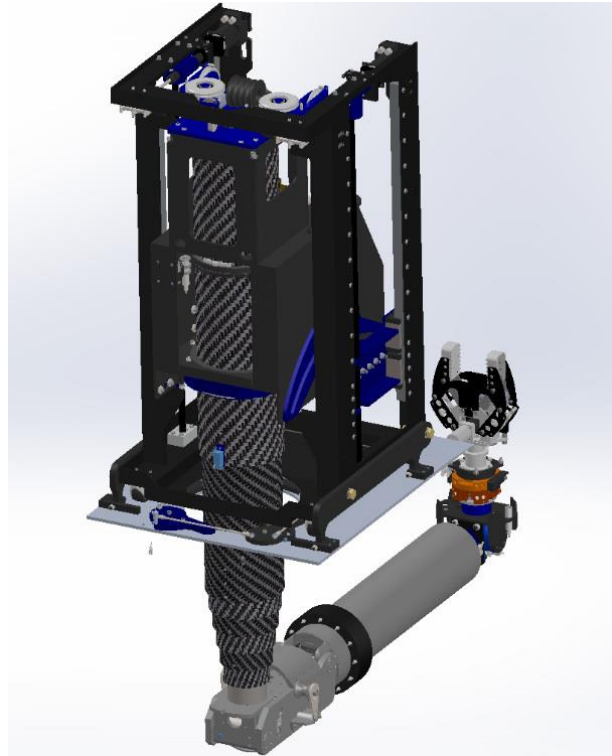
3.3.2. Manipulátor společnosti KURION

Obdobně jako společnost VUJE, tak i společnost KURION se zabývá výrobou zařízení používaných v jaderné energetice. Oproti předchozímu manipulátoru, je tento určený pro opravy reaktoru jaderné elektrárny a manipulaci s nebezpečným odpadem. Jeho end-efektor je vybavený řezacím paprskem pro odříznutí částí objektů s kterými má manipulovat. Jeho konstrukce je velmi specifická díky zajímavému řešení teleskopických lineárních os a využití kompozitních materiálů pro snížení hmotnosti, ale zároveň zachování tuhosti celé kinematické soustavy. Díky sedmi stupňům volnosti je manipulátor schopný dostat se do nepřístupných míst a manipulovat s objekty v různých pozicích. Jeho obrovskou výhodou je použití teleskopických výsuvných ramen, s kterými se velmi zvyšuje rozsah pohybů se zachováním kompaktní konstrukce celého manipulátoru.

Konstrukce hlavního nosného rámu je zhotovena jako svařenec z ocelových „jeklů“ a L profilů, čímž je zajištěna vysoká tuhost. Stejně jako manipulátor společnosti VUJE, i tento manipulátor má rotační osu svislého teleskopického ramene umístěnou na hlavním nosném rámu a ostatní pohyby jsou řešeny se vzájemnou vazbou. Některé lineární osy, ale také rotační osy jsou zde řešeny pomocí pneumatických prvků, které jsou výhodné ve své jednoduchosti a oproti hydraulickým prvkům jsou mnohem lehčí a nezpůsobují znečištění okolí vlivem průsaků tekutiny v jednotlivých prvcích. Na druhou stranu pro variantu pohybů s pneumatickými prvky musíme zajistit zdroj tlakového vzduchu, který můžeme řešit buď z hlavní rozvodové sítě tlakového vzduchu, pokud se na daném místě nachází nebo externím zdrojem, například pomocí kompresoru. Obdobný problém by bylo nutné řešit i u hydraulických prvků, ale ty jsou v tomto odvětví vzhledem k průsakům nepoužitelné. Ty by totiž mohly způsobit znečištění i v prostorách, kde jsou například podmínky laboratorní čistoty.



Obrázek 19. Kinematická struktura manipulátoru společnosti KURION [7]

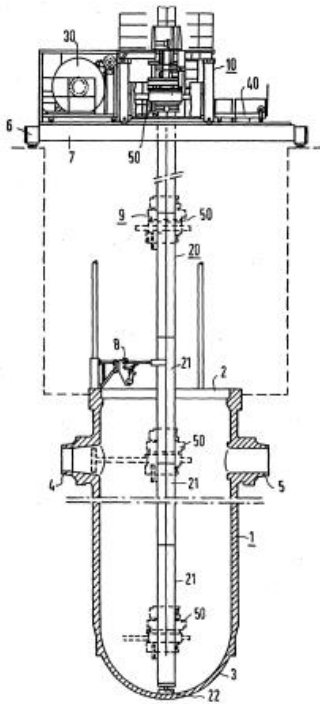


Obrázek 20. 3D pohled složeného manipulátoru společnosti KURION [6]

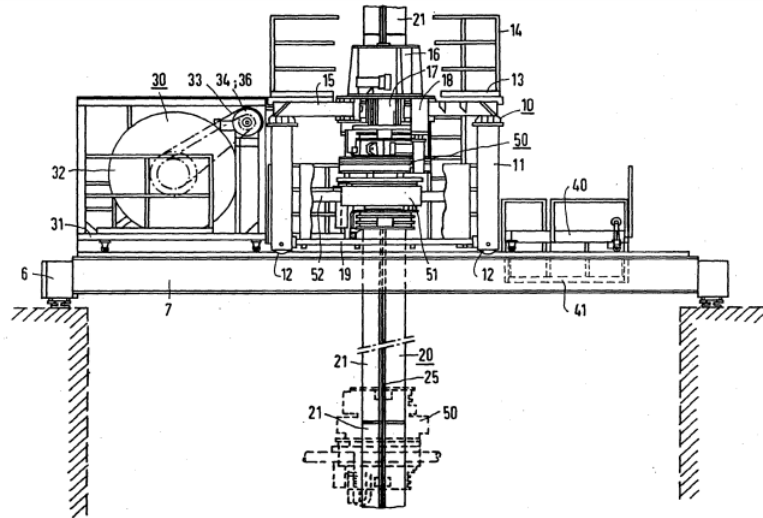
3.3.3. Manipulátor ke zkoušení shora otevřené tlakové nádoby reaktoru

Tento manipulátor byl vyvinut pro měření, zkoušení, inspekce a opravy ve vnitřních prostorách tlakových nádob reaktorů. Z hlediska jeho možností a konstrukce můžeme vidět určitou podobnost s manipulátorem od společnosti VUJE. Na obrázku 21 můžeme vidět celkový pohled na manipulátor, který je vložený do tlakové nádoby reaktoru. Čárkovaná čára představuje víko reaktoru, které je pro výše uvedené potřeby odejmuto. Hlavní nosnou konstrukci tvoří pomocný most 6, který je opřený o blok reaktoru, spolu s nosníky 7. Tato konstrukce je pojízdná kolmo k rovině nákresu. Pro pohyb v druhé rovině slouží manipulátorový most 10, který se pohybuje po kolejnicích připevněných k nosníkům 7. Díky zajištění těchto dvou základních pohybů je možné manipulátor přibližně vystředit vůči tlakové nádobě a následně přes vodící ložisko 16 se vloží sloup 20. Ten je v místě příruby tlakové nádoby centrován pomocí speciálního centrovacího mechanismu 8. Sloup 20 se postupným vysouváním opře o dno tlakové nádoby pomocí paty 22. Tímto způsobem je zajištěna přesná poloha sloupu v ose tlakové nádoby, a kromě toho využitím opěry na dně je zajištěna vysoká tuhost sloupu 20. Podél sloupu 20 se pohybuje support 50, který je vedený v kolejnici. Svislý posuv supportu 50 je zajištěn pomocí zdvihacího mechanismu, který je tvořen dvěma lanovými bubny s příslušnými pohony, umístěnými tečně ke sloupu 20. Volné konce lana jsou připevněny na supportu 50 a pomocí navíjení lana na bubny dochází k pohybu supportu 50 podél sloupu 20. Na supportu 50 je

upevněný nosný díl 51, který je otočný kolem osy sloupu 20. ten může být následně opatřen měřicími, inspekčními či zkušebními přístroji. [5]



Obrázek 21. Celkový pohled
na tlakovou nádobu
s manipulátorem [5]



Obrázek 22. Nosná konstrukce manipulátoru [5]

4. Praktická část diplomové práce

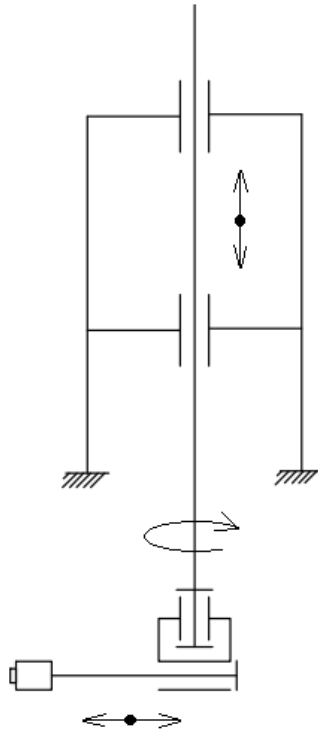
4.1. Volba kinematické struktury manipulátoru

Jednou z nejdůležitějších částí při návrhu jednoúčelových manipulátorů je volba základní kinematické struktury pro realizaci požadovaných pohybů. Jak již bylo zmíněno, průmyslové roboty jsou konstruovány jako obecná manipulační zařízení, která mohou realizovat prakticky jakoukoli trajektorii pohybu výstupního end-efektoru. Ve většině případů mohou realizovat více pohybů, než je pro dané aplikace nutné. Kinematické struktury jednoúčelových manipulátorů mají různorodé uspořádání rotačních a posuvných kinematických dvojic. Jak rotační, tak posuvné kinematické vazby v oblasti manipulátorů odebírají 5 stupňů volnosti z celkového počtu 6 v 3D prostoru. Počtu kinematických dvojic tedy odpovídá počet stupňů volnosti manipulátoru. Kinematické struktury jednoúčelových manipulátorů jsou navrhovány přesně pro danou aplikaci. Snahou konstruktérů je navrhnout manipulátor tak, aby bylo použito co nejméně pohonů, respektive pohybů pro realizaci požadované trajektorie výstupního end-efektoru. V mém případě je rozdělen návrh kinematické struktury do dvou částí. Nejdříve jsem se zaměřil na kinematickou strukturu manipulátoru nutnou pro realizaci základního programu pro záznam celkové kontroly ústí teplosměnných trubek v kolektoru. Následně na kinematickou strukturu nutnou pro realizaci detailního skenu kritických míst.

4.1.1. Volba kinematické struktury manipulátoru pro celkový sken

V tomto případě jsem vycházel ze zadaných rozměrů kolektoru parogenerátoru a jeho tvarových dispozic viz obrázky 2. Z toho vyplývá, že pracovní prostor manipulátoru pro realizaci základního programu pro celkovou kontrolu bude mít válcovou (cylindrickou) strukturu. Teoreticky by bylo možné vypustit posuvný pohyb ve vodorovném směru, jelikož při základní kontrole je pozice snímací kamery v neměnné vzdálenosti od osy rotace. Pokud se ale podíváme na tvar kolektoru parogenerátoru, tak v jeho vrchní části, kde neprobíhá kontrola, je zúžený průměr a snímací kameru by nebylo možné dostat do vnitřní části kolektoru, kde probíhá samotná kontrola. Stejný problém by nastal při výsuvu snímací kamery z kolektoru, při jeho následném rozebírání. Pro řešení výsuvu ve svislé ose kolektoru je možné použít několik variant, ale s ohledem na to se také bude měnit koncepce ostatních pohonů. U dvou ze zmíněných manipulátorů viz kapitola 3.3 je použitý svislý sloup, který je pevně uložený v základním rámu. Po tomto sloupu pojíždí support, který je nositelem dalších dílčích pohonů. Pokud by se použila tato varianta, pak dílčí pohony umístěné na supportu budou prostorově limitovány, jelikož velkou část použitelného prostoru pro realizaci těchto pohonů bude zabírat samotný sloup. Další variantou pro realizaci svislého pohybu s takto velkým zdvihem je použití mechanického teleskopu, kde odpadá problém s prostorem, který by limitoval konstrukci dalších pohonů, jelikož ostatní pohony by bylo možné zavěsit pod poslední výsuvný segment. Ovšem problém nastává v hmotnosti samotného teleskopu, která by s největší

pravděpodobností převyšovala hygienické předpisy. V zadání práce je požadavek na realizaci svislého posuvu pomocí děleného svislého nosníku. Proto jsem se rozhodl využít odlišnou koncepci, než používají zmíněné varianty manipulátorů, která bude navržena v dalších částech.



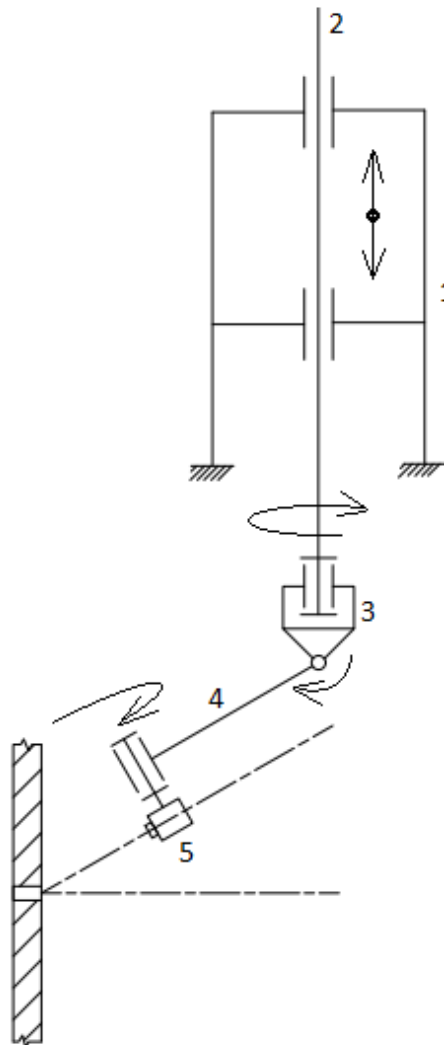
Obrázek 23. Nákres kinematické struktury pro základní kontrolu

4.1.2. Volba kinematické struktury manipulátoru pro detailní sken

Při detailním skenování je kamera zaměřena na jedno konkrétní ústí. Z obrázku 8 je patrné, že není požadována konstantní vzdálenost od kontrolovaného ústí a při pohledech pod úhlem se snímací kamera může nacházet v jiné vzdálenosti než při kolmém pohledu. Kdyby byl použit jiný typ kamery, například s konstantní ohniskovou vzdáleností, pak by tato vzdálenost musela být fixní, což by pravděpodobně vkládalo do kinematické struktury další pohyb. Zvolená snímací kamera viz kapitola 2.5 umožňuje volbu jednodušší kinematické struktury, což je v oblasti jednoúčelových manipulátorů žádoucí. Kinematickou strukturu pro detailní sken jsem se rozhodl navrhovat s ohledem na již probranou strukturu pro celkový sken. V minulém případě viz obrázek 23. jsem použil vodorovný posuv kamery pro zajištění možnosti vložení a vyjmutí snímací kamery z kolektoru zmenšeným průměrem ústí. Místo tohoto pohybu bude možné využití rotační osy, pomocí které dojde ke sklopení ramena což umožní vložení a vyjmutí snímací kamery z kolektoru parogenerátoru. Zároveň se využije pro naklopení snímací kamery shora a ze spodu pod úhlem 25° od osy snímaného ústí. Ovšem tento rotační pohyb by naklopil kameru pouze do správného úhlu

a už by nebylo snímáno požadované ústí. Proto se při přemísťování snímací kamery do této polohy musí zároveň využít svislý posuv, který zajistí snímání sledovaného ústí. Pro natočení snímací kamery ze strany pod úhlem 25° se využijí 2 rotační osy, z čehož jedna se bude nacházet na svislé ose kolektoru obdobně jako v případě celkové kontroly a druhá v místě snímací kamery.

Tato struktura umožní provést veškeré požadované snímky a zároveň koresponduje s požadovanou strukturou pro celkový sken. Proto jsem se rozhodl použít strukturu na obrázku 24, jako celkovou kinematickou strukturu řešeného manipulátoru.



Obrázek 24. Nákres kinematické struktury manipulátoru

Z kinematické struktury na obrázku 24 jsou vidět 4 základní pohybové dvojice manipulátoru, což také určuje počet stupňů volnosti manipulátoru. Kromě pohybů jsem v obrázku zakreslil pohyblivé členy, včetně rámu 1.

- Počet členů $n = 5$
- Počet rotačních vazeb $n_r = 3$
- Počet stupňů volnosti odebírající rotační vazba $j_r = 5$

- Počet posuvných vazeb $n_p = 3$
- Počet stupňů volnosti odebírající posuvná vazba $j_p = 5$

Pro ověření lze s ohledem na použití pouze rotačních a posuvných kinematických dvojic vypočítat počet stupňů volnosti manipulátoru i pomocí této rovnice.

$$i = 6 \cdot (n - 1) - j_r \cdot n_r - j_p \cdot n_p \quad (1)$$
$$i = 6 \cdot (5 - 1) - 5 \cdot 3 - 5 \cdot 1 = 4$$

Manipulátor se zvolenou kinematickou strukturou má 4 stupně volnosti, čemuž odpovídá počet kinematických dvojic.

4.2. Návrh pohonů rotačních os

4.2.1. Využití vestavných prvků servomotoru

Jak jsem již zmínil v kapitole 3.2.1.2, tak s ohledem na přesnost polohování, jednoduchost řízení a širokou škálu vestavných prvků je pro tuto aplikaci nejvýhodnější použít jako pohony stejnosměrné servomotory. Problémem při návrhu byly poměrně malé vstupní rozměry do kolektoru, kde pomocí modulárních prvků servomotorů jsem se snažil minimalizovat potřebné zástavbové prostory pro pohon. Vedle vestavěných elektromagnetických brzd je s ohledem na vysokou přesnost polohování manipulátoru důležité také probrat snímače polohy používané u těchto typů elektromotorů.

Elektromagnetická brzda

Většina v dnešní době používaných servomotorů může být vybavena elektromagnetickou brzdou, která slouží k mechanickému zajištění hřídele servomotoru v klidovém stavu, tedy ve stavu, kdy se servomotor neotáčí. Díky tomu udrží motor přesnou polohu, i když není připojen ke zdroji elektrické energie. Z hlediska bezpečnosti je elektromagnetická brzda nezbytnou součástí téměř ve všech případech pohonů, kdy motor musí udržet břemeno v určité poloze. Kdyby břemeno držel v určité poloze pouze motor, mohlo by docházet k jeho přehřívání nebo přetěžování. Výhodou elektromagnetických brzd je jejich rychlá odezva, kdy sepnutí či rozepnutí probíhá v řádu milisekund a je tedy prakticky okamžité.

Enkodér

Enkodér je sofistikované zařízení měřící polohu, rychlost a zrychlení pohonů. Používají se v aplikacích průmyslové automatizace, kde je požadavek na vysokou přesnost polohování. V zásadě se rozdělují na rotační a lineární. Přesnost polohování motoru závisí na volbě enkodéru, která pro rotační enkodéry může dosahovat až tisíce stupně. Jsou založeny na principu snímání referenčních bodů, které dávají řídicímu systému informaci o poloze hřídele servomotoru. Snímání referenčních bodů se realizuje nejčastěji na optoelektrickém principu, magnetickém principu s využívající Hallova jevu nebo na principu kapacitních snímačů. Nejrozšířenějším typem jsou enkodéry využívající optoelektrického principu, kde se využívá prosvěcování optického disku zářením emitující nejčastěji diody a následné detekce fotodetektorem. Na optickém disku je zakreslený motiv, který odpovídá určitému typu kódování. V mém případě manipulátoru budou použity pouze rotační enkodéry. Rotační enkodéry se dělí na inkrementální a absolutní. [10]

Inkrementální enkodéry jsou zdrojem informace o relativní změně polohy. Informace o změně polohy udává počet impulsů (inkrementů) generovaného signálu. Inkrementální enkodér generuje nejčastěji dva vzájemně fázově posunuté signály. Podle počtu impulsů

Lze získat informaci o změně polohy, podle rychlosti změn impulsů pak zjistíme informaci o rychlosti a zrychlení. Pro určení směru otáčení se sleduje posloupnost signálu, kde díky fázovému posunutí dochází při otáčení k předbíhání jednoho ze signálů, z čehož lze odvodit směr otáčení. Ovšem je nutné si uvědomit, že inkrementální enkodér neudává informaci o přesné poloze hřídele servomotoru, ale pouze detekuje změnu polohy o daný krok. Z tohoto důvodu je nutné v případě inkrementálních enkodérů zajistit referenční polohy pohonu, od kterých se bude zaznamenávat informace o změně polohy. Další nevýhodou tohoto typu enkodéru je, že po výpadku zdroje elektrické energie si nepamatuje stav, ve kterém se nacházel a po opětovném zapnutí se musí provést reference. Díky velké rozmanitosti variant lze inkrementální enkodéry optimálně přizpůsobit nejčastějším aplikacím v oblasti automatizace. [10]

Absolutní enkodéry dávají informaci o přesné pozici, respektive natočení hřídele servomotoru v rozsahu 0° až 360° , jeho rychlosti, zrychlení a směru otáčení. Každé pozici v závislosti na rozlišení enkodéru, je přiřazen jednoznačný kódový signál viz obrázek 25. Díky tomuto typu kódování není nutné najíždění pohonu do referenčních bodů a také při výpadku elektrické energie má servomotor k dispozici informaci o jeho přesné pozici. Počet těchto kódů na otáčku určuje jeho rozlišení. Absolutní enkodéry pracují na optoelektrickém principu a získání informace o aktuální pozici je možné díky použití optického kotouče, který je z jedné strany prosvětlován a z druhé strany kotouče se nachází fotodetektor. Tento fotodetektor na svém výstupu nastaví určitou binární hodnotu podle světla dopadajícího na něj skrz optický kotouč. Tímto způsobem získáme kódovou informaci o pozici hřídele servomotoru. Nejčastější dělení je na jednotáčkové a víceotáčkové. Víceotáčkové enkodéry mají tedy navíc informaci o počtu otáček. Hodnota výstupu se buď sníží nebo zvýší podle směru otáčení. Samozřejmě informace o absolutní poloze navyšuje cenu oproti inkrementálním enkodérům. [11]

Cenový rozdíl mezi jednotáčkovým a víceotáčkovým absolutním enkodérem je už relativně malý, proto většina zákazníků dává přednost víceotáčkovým absolutním enkodérům. Absolutní enkodéry se s výhodou používají v oblasti automatizace, robotiky a manipulační techniky, kde je zásadní přesnost polohování. Po konzultacích s odborníky ze společnosti NST.HK jsem se také dozvěděl další nesporně důležitou vlastnost absolutního snímače polohy. Díky jeho konstrukci zná kromě polohy v rozsahu jedné otáčky také počet otočení, kolikrát se hřídel servomotoru otočila, a to i přes výpadek zdroje elektrické energie.



Obrázek 25. Enkodéry společnosti Leine&Linde [12]

4.2.2. Převodovky používané v oblasti manipulátorů a robotů

V současné době se z hlediska jednoduchosti konstrukce robotů a manipulátorů používají převážně rotační osy, kde elektromotor je umístěn v ose rotace. Díky tomu odpadá použití dalších převodových mechanismů, pro přenos krouticího momentu mimo jeho osu. Takovýto převod je možné realizovat například pomocí ozubených kol, řetězového převodu nebo použitím ozubených řemenů. Samozřejmě tyto prvky mají určité vûle, což je z hlediska vysoké přesnosti polohování nežádoucí. Právě z tohoto důvodu se elektromotor umísťuje s výhodou v ose rotace. Rotační osa se nejčastěji skládá z elektromotoru, převodovky a v případě nekompatibilních připojovacích rozměrů také spojky a připojovací mezipříruby. Ovšem ve většině případů není problém vyhledat převodovku kompatibilní s vybraným elektromotorem. Díky tomu, že není nutné používat jako mezikus pro spojení hřídele elektromotoru a hřídele převodovky spojku, vycházejí celkové rozměry pohonu rotační osy poměrně kompaktní s ohledem také na druh použité převodovky.

V souvislosti s volbou převodovky je nutné si zde specifikovat důležité parametry, které musí splňovat:

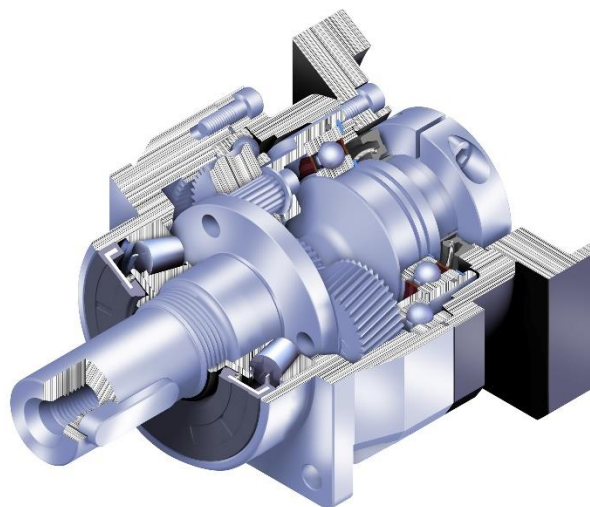
- Minimální vûle při reverzacích (mrtvý chod)
- Vysoká tuhost převodovky
- Minimální hmotnost
- Odolnost proti dynamickému přetížení
- Velký převodový poměr se současně kompaktními rozměry
- Minimální vibrace

Těmto přísným požadavkům nemohou klasické konstrukce vyhovět, ale s rozvojem robotiky a automatizace došlo k vývoji převodovek, které se dnes v této oblasti nejčastěji používají. Všechny níže uvedené typy pracují na principu planetového diferenciálu.

- Planetové převodovky
- Harmonické převodovky
- Cykloidní převodovky

Planetové převodovky

V oblasti automatizace a konstrukce jednoúčelových zařízení se často využívají planetové převodovky. Tyto převodovky jsou tvořeny v podstatě čtyřmi prvky: centrálním planetovým kolem, satelity, unašečem satelitů a korunovým kolem viz obrázek 26. Dochází k přenosu kroutícího momentu z centrálního planetového kola, připojeného k elektromotoru, na satelity. Satelity následně rotují kolem statického korunového kola s vnitřním ozubením, připevněného ke skříni převodovky. Satelity jsou rotačně uloženy na čepech unašeče, který následně přenáší krouticí moment na výstupní hřídel. Planetové převodovky využívají zuby s evolventním ozubením. Díky její konstrukci lze dosáhnout velkých převodových poměrů při zachování kompaktnosti, nízké hmotnosti a vysoké účinnosti, která může být až 95 %. Planetové převodovky jsou konstruovány buď jako jednostupňové pro nízké převodové poměry přibližně do $i = 10$ nebo jako dvoustupňové pro vyšší převodové poměry. Nevýhodou planetových převodovek je nižší živostnost oproti klasickým konstrukcím převodovek. Planetové převodovky klasické konstrukce mají většinou pro účely robotiky nevyhovující parametr zubové vůle. Novější typy planetových převodovek mají možnost regulace zubové vůle, která může být ≤ 1 arcmin. Díky tomu se i v aplikacích s vysokou přesností v dnešní době často uplatňují.



Obrázek 26. Řez planetovou převodovkou [9]

Harmonické převodovky

Harmonické převodovky se vývojem automatizace se začaly používat převážně pro aplikace robotů s vysokou přesností polohování. Jejich konstrukce je značně odlišná od klasických konstrukcí převodovek. Důvodem je totiž nulová vůle v ozubení díky čemuž rotační osy s těmito převodovkami disponují maximální možnou přesností danou polohovací přesností servomotorů. Principiálně se skládají ze tří částí viz obrázek 27: eliptického generátoru vln, pružného ozubeného kola a pevného ozubeného kola s vnitřním ozubením. K přenosu krouticího momentu se využívá deformace pružného ozubeného kola přes eliptický generátor vln. Zároveň je pružné ozubené kolo v záběru s ozubeným kolem s vnitřním ozubením. Aby byl zajištěn určitý převodový poměr, musí mít pružné ozubené kolo méně zubů, nejčastěji o 2 méně než ozubené kolo s vnitřním ozubením. Při otočení eliptického členu o jednu otáčku dojde k relativnímu pohybu pružného ozubeného kola o 2 zuby vůči pevnému ozubenému kolu. Kromě nulové vůle se také vyznačují vysokou účinností a možností vysokého převodového poměru. Tyto vlastnosti jsou ale vykoupené vysokými pořizovacími náklady.



Obrázek 27. Členy harmonické převodovky [35]

Cykloidní převodovky

Tento typ převodovek se s jejich vývojem začíná stále více používat v nejrůznějších strojírenských aplikacích. Její hlavní výhodou je použití cykloidního ozubení, kde tvar ozubení zamezuje tvorbě vrubů a ostrých přechodů, které zvyšují koncentraci napětí a snižují únosnost zubů. Oproti převodovkám s evolventním ozubením má také menší ztráty třením a její účinnost se pohybuje okolo hodnoty 97 %. Díky tomu disponuje dlouhou životností, ale její výborné vlastnosti jsou obdobně jako u harmonických převodovek vykoupené vyšší cenou.

Cykloidní převodovka se skládá z excentrické vačky umístěné na vstupní hřídeli, cykloidního disku s otvory, ve kterých jsou umístěné čepy výstupní příruby a ozubeného věnce s vnitřním ozubením viz obrázek 28. Základ konstrukce cykloidní převodovky je

podobný jako tomu je u planetové převodovky. Principiálně jsou nahrazeny satelitní kola dvěma cykloidními disky, které využívají cykloidní ozubení a unašeč je nahrazen excentrickou vačkou, kde excentricita odpovídá ramenu unašeče planetové převodovky. Korunové kolo je poté nahrazeno ozubeným kolem s vnitřním ozubením s tvarem válečků. Cykloidní disky jsou rotačně uloženy na vačkách umístěných na vstupní hřídeli. Disky se dále odvalují po válečkovém ozubení „korunového kola“. Točivý moment je přenesen na výstupní hřídel pomocí příruby s čepy, které zapadají do otvorů v cykloidním disku. [13]



Obrázek 28. Montáž cykloidní převodovky [36]

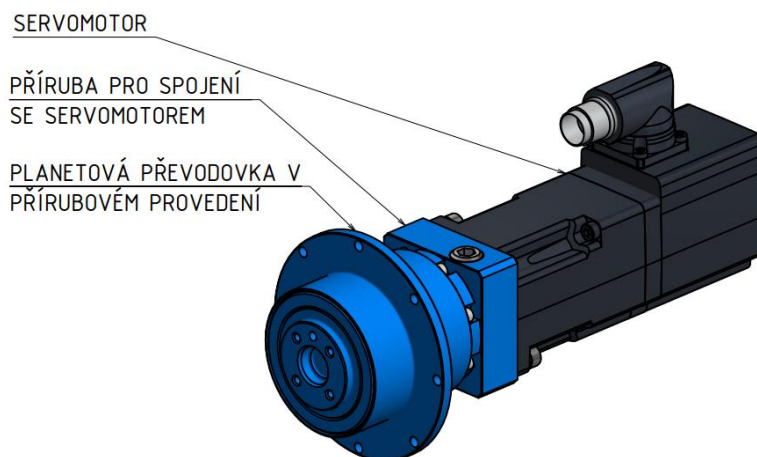
4.2.3. Volba převodovky rotačních os

Pro volbu převodovky jsem použil kritériální analýzu, kde jsem se zaměřil na bodové hodnocení. Každé kritérium je hodnoceno body od 1 (nejhorší) do 3 (nejlepší). Hodnocení jednotlivých kritérií je také závislé na váhovém koeficientu k_v , který jsem přiřadil k jednotlivým kritériím a pomocí něho se hodnocení bude násobit. Toto hodnocení je provedeno na základě mého subjektivního názoru a jeho výsledek je silně závislý na předpokladu, že výstup z mé práce bude využit pro výrobu prototypu, kde se bude zkoumat převážně funkčnost celé konstrukce a jejího řízení. Prototyp tohoto zařízení také nebude nasazen v reálných podmínkách, ale pouze v dílenském prostředí, kde se vše bude ověřovat.

Tabulka 1. Kriteriaální analýza převodovek pro rotační osy

	Planetová převodovka	Harmonická převodovka	Cykloidní převodovka
Cena ($k_v = 2$)	3	1	2
Přesnost ($k_v = 1$)	2	3	2
Zástavbové prostory ($k_v = 1$)	1	3	2
Hmotnost ($k_v = 1$)	2	3	1
Kompatibilita s elektromotory nízkých výkonů ($k_v = 1$)	3	2	1
Životnost ($k_v = 1$)	2	3	3
Celkové hodnocení	16	16	11

Z celkového hodnocení vyšly se stejným bodovým ohodnocením planetové převodovky a harmonické převodovky. Z hlediska vlastností jednoznačně vede harmonická převodovka, kterou bych určitě využil pro stavbu zařízení, které se následně bude dodávat zákazníkovi. Ovšem pro tvorbu prototypu a ověření důležitých vlastností celého zařízení bude vhodnější použít planetové převodovky hlavně z důvodu jejich příznivé ceny. Použité planetové převodovky viz obrázek 29 mají přírubové provedení, což zjednoduší montáž a sníží počet vyráběných komponent. Další výhodou tohoto provedení je přesné opracování vnějšího průměru příruby, díky čemuž se také zajistí přesná pozice dílů připevněných k planetové převodovce. K přenosu krouticího momentu z hřídele servomotoru na převodovku dochází pomocí svěrného spoje. Jedná se tedy o silový styk, který také chrání převodovku před přetížením.



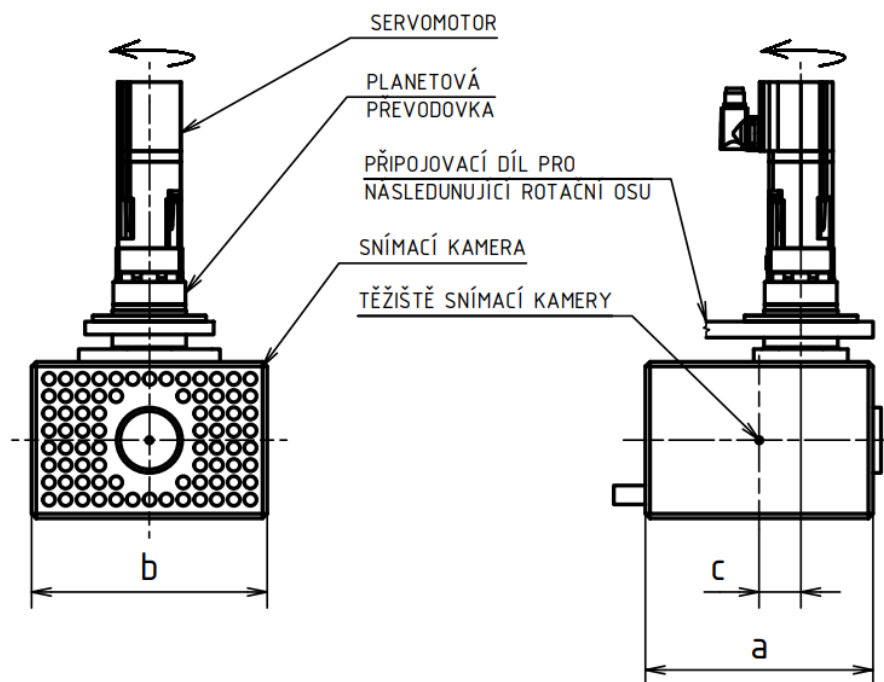
Obrázek 29. Sestava servomotoru s planetovou převodovkou

4.2.4. Návrh pohonu rotační osy 1

Z koncepčního návrhu, který jsem využil při tvorbě finálního 3D modelu manipulátoru mám k dispozici základní rozměry a vlastnosti jednotlivých dílů. Pro rotační osu 1 jsou důležité parametry hmotností a momentů setrvačností jednotlivých dílů. Tato osa není

zatížená statickým kroutícím momentem, a proto ji musím navrhovat z dynamického hlediska na rozběh pohonu. Pro volbu pohonu je také důležité upřesnit úhlové zrychlení, s kterým se má snímací kamera otáčet. Pohyb snímací kamery, do kterého musíme zařadit rozběh a doběh pohonu, se uskutečňuje v rozsahu pootočení snímací kamery z 0° do 25° a z 25° do -25° , tedy pootočení o 25° a 50° . Pro návrh uvažuji maximální úhlové zrychlení na hřídeli převodovky $\varepsilon_{r1} = 25 \text{ rad/s}^2$. Jako převodovku v této ose jsem zvolil planetovou převodovku s převodovým poměrem $i_{př1} = 4$, jelikož v tomto případě je použito přírubového provedení a slouží zde převodovka spíše jako nosný člen pro připevnění snímací kamery. Mezi hlavní parametry pro návrh pohonu patří:

- Moment setrvačnosti motoru $J_{mot1} = 2,45 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
- Převodový poměr převodovky $i_{př1} = 4$
- Hmotnost snímací kamery $m_k = 2 \text{ kg}$
- Úhlové zrychlení rotace kamery $\varepsilon_{r1} = 25 \text{ rad/s}^2$
- Vzdálenost $a = 150 \text{ mm}$
- Vzdálenost $b = 150 \text{ mm}$
- Vzdálenost $c = 26,5 \text{ mm}$



Obrázek 30. Návrh rotační osy 1

4.2.4.1. Výpočet momentu setrvačnosti snímací kamery vzhledem k ose rotace

Pro výpočet momentu setrvačnosti snímací kamery vzhledem k jejímu těžišti využiji základního výpočtu momentu setrvačnosti kvádru vzhledem k ose procházející těžištěm.

$$J_{skt} = \frac{1}{12} \cdot m_k \cdot (a^2 + b^2) = \frac{1}{12} \cdot 2 \cdot (150^2 + 150^2) = 7500 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (2)$$

Tento moment setrvačnosti je nutné pro další výpočet přepočítat, na moment setrvačnosti vzhledem k ose rotace. K tomu se využije Steinerova věta, která představuje vztah mezi momenty setrvačnosti těžištních os vůči osám s nimi rovnoběžnými.

$$J_{sk1} = J_{skt} + m \cdot c^2 = 7500 + 2 \cdot 26,5^2 = 8904,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (3)$$

Výpočet rozběhového momentu servomotoru 1

Motor v tomto případě nemusí překonávat statický moment od působení vnějšího zatížení, ale pouze moment od zrychlení rotačních os M_{zr1} a pasivní odpory, které jsou dále zahrnu v účinnosti převodovky $\eta_{př1} = 0,95$.

$$M_{r1} \geq M_{zr1} \quad (4)$$

Pro výpočet momentu od zrychlení rotačních os M_{zr1} je nutné vypočítat moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru, do kterého se započítává moment setrvačnosti snímací kamery J_{sk1} , moment setrvačnosti motoru J_{mot1} . Do rovnice jsem již zahrnul účinnost planetové převodovky.

$$J_{red1} = \frac{J_{sk1}}{i_{př1}^2} \cdot \frac{1}{\eta_{př1}} + J_{mot1} = \frac{8904,5}{4^2} \cdot \frac{1}{0,95} + 2,45 = 588,27 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (5)$$

$$= 0,00058827 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dále je nutné také přepočítat úhlové zrychlení při otáčení snímací kamery ε_{r1} na úhlové zrychlení servomotoru ε_{m1} .

$$\varepsilon_{m1} = \varepsilon_{r1} \cdot i_{př1} = 25 \cdot 4 = 100 \text{ rad/s}^2 \quad (6)$$

Potřebný rozběhový moment servomotoru se následně vypočítá takto:

$$M_{r1} \geq M_{zr1} = J_{red1} \cdot \varepsilon_{m1} = 0,00058827 \cdot 100 = 0,059 \text{ Nm} \quad (7)$$

Maximální moment u servomotoru může být přibližně 3x vyšší než jmenovitý moment. Samozřejmě z hlediska jeho životnosti by se maximálního momentu nemělo příliš často využívat při rozběhu pohonů. V našem případě dochází k častému přemísťování snímací kamery na požadovaná místa, a proto budu na základě výpočtu volit jmenovitý moment motoru. Navrhuji použití servomotoru 1FK2102-0AG00-0MA0 od společnosti SIEMENS s integrovaným absolutním snímačem polohy, elektromagnetickou brzdou s přídržným momentem 0,16 Nm a krytím IP64, splňující požadavek na použití v daném prostředí. Výhodou použití tohoto typu motoru je také jeho téměř absolutně tvrdá momentová charakteristika, což umožní následnou optimalizaci rychlosti tohoto pohonu.

- Jmenovitý moment $M_{j1} = 0,16 \text{ Nm}$
- Jmenovité otáčky $n_{j1} = 3000 \text{ ot/min}$
- Jmenovitý výkon $P_{j1} = 0,05 \text{ kW}$

- Hmotnost $m_{m1} = 0,5 \text{ kg}$

Následně jsem pro zvolený servomotor vyhledal kompatibilní planetovou převodovku VRT 047 od společnosti NIDEC, která svými vlastnostmi a možností nerezového provedení (IP65) vyhovuje požadavkům na tento pohon. Jedním z důležitých kroků je také kontrola maximálního dovoleného axiálního zatížení, tedy zatížení od hmotnosti snímací kamery. Toto zatížení je jednoduše dáno vztahem:

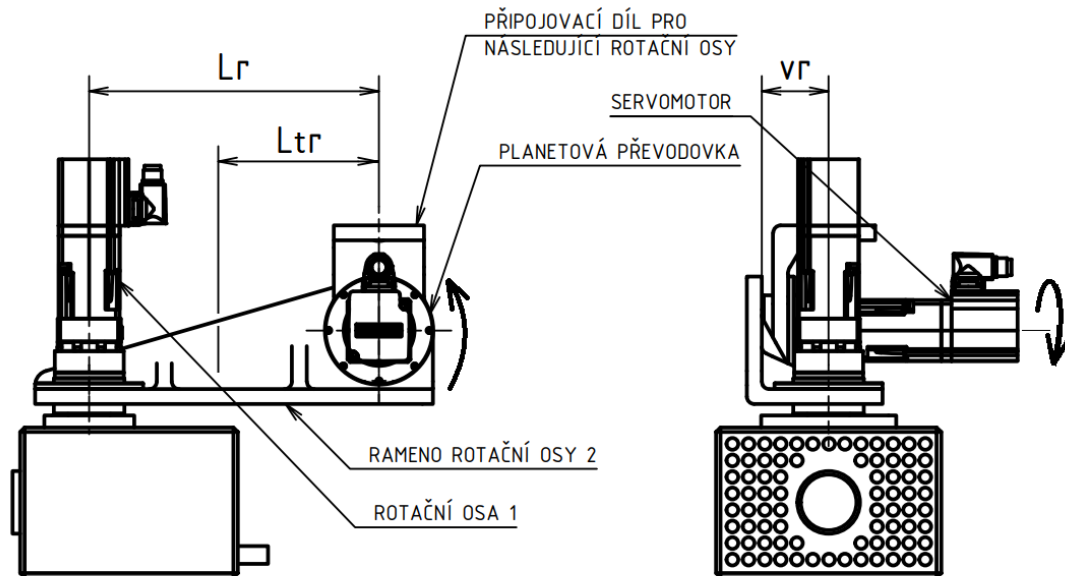
$$Q_{Apř1} \geq Q_{A1} = m_k \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N} \quad (8)$$

- Převodový poměr $i_{př1} = 4$
- Jmenovitý výstupní moment $M_{př1} = 9 \text{ Nm}$
- Jmenovité vstupní otáčky $n_{jpř1} = 4000 \text{ ot/min}$
- Maximální axiální zátěž $Q_{Apř1} = 550 \text{ N}$
- Maximální torzní vůle $\Delta_{tmax1} \leq 3 \text{ arcmin}$
- Hmotnost $m_{př1} = 0,7 \text{ kg}$

4.2.5. Návrh pohonu rotační osy 2

Z předchozí kapitoly znám hodnoty hmotností jednotlivých prvků na konci ramena rotační osy 2, ale pro výpočet pohonu je nutné započítat také hmotnost samotného ramena, která zde nebude zanedbatelná. Kromě toho rameno bude mít také svůj podíl na celkovém momentu setrvačnosti k rotační ose 2. Pro jeho základní návrh využiji zjednodušeného výpočtu, kde rameno nahradím vetknutým nosníkem a zavedu působíště síly od hmotností jednotlivých částí rotační osy 1. Pro výčet základních rozměrů jsem stejně jako v kapitole 4.2.3 využil základního koncepčního návrhu. Z obrázku 31 je patrné, že rameno rotační osy 2 je kromě ohybového momentu zatíženo také částečně krutem, jelikož působíště této síly je mimo rovinu, ve které je rameno připevněno k planetové převodovce. Pro návrh ramena rotační osy 2 ovšem tuto skutečnost zanedbám a toto zanedbání vykompenzuji zvýšenou bezpečností.

- Vzdálenost $L_r = 195 \text{ mm}$
- Vzdálenost $L_{tr} \rightarrow$ určeno dále
- Vzdálenost $v_r \rightarrow$ zanedbávám

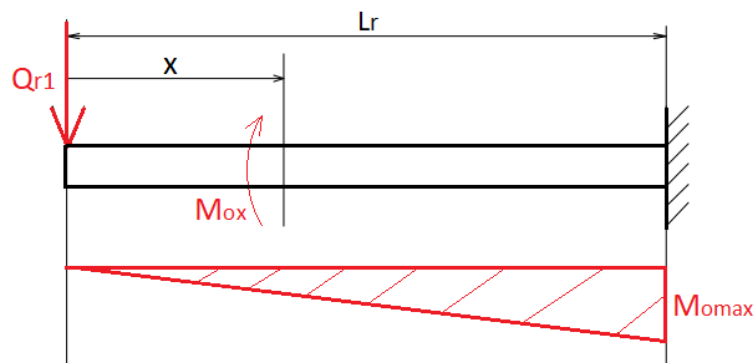


Obrázek 31. Nákres působišť síly na rameno rotační osy 2

Návrh ramena rotační os 2

S ohledem na prostředí, ve kterém se manipulátor nachází a z důvodu snížení hmotnosti jsem jako materiál ramena zvolil slitinu hliníku EN AW 6063 (AlMg0,7Si), ve stavu materiálu T6 (stav po rozpouštěcím žhání s následným umělým stárnutím). Tato slitina disponuje velmi dobrou chemickou odolností a zároveň dobrou obrobiteľností. Výpis nejdůležitějších mechanických vlastností tohoto materiálu:

- Mez pevnosti v tahu $R_m = 200 \text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu $R_{p0,2} = \sigma_k = 170 \text{ N/mm}^2$
- Tažnost $A = 8 \%$
- Hustota $\rho_{sh} = 2800 \text{ kg/m}^3$ [38]



Obrázek 32. Nákres ramena rotační osy 2

Z konstrukčního hlediska a základního uspořádání pohonů volím jako profil ramena rotační osy L profil. Díky tomu mohou pohony rotační osy 1 a 2 jednoduše uspořádat ve dvou na sobě kolmých rovinách. Síla působící na rameno rotační osy 2 je dána hmotností jednotlivých prvků rotační osy 1, tedy hmotností snímací kamery, hmotností planetové převodovky a hmotností servomotoru.

$$Q_{r1} = (m_k + m_{m1} + m_{př1}) \cdot g = (2 + 0,5 + 0,7) \cdot 9,81 = 31,4 \text{ N} \quad (9)$$

Pro následné dimenzování je nutné znát maximální ohybový moment, který působí na rameno rotační osy 2. Z průběhu působení vnitřního ohybového momentu M_{ox} , kde $x \in \langle 0; L_r \rangle$. Je zřejmé, že maximální ohybový moment působí v místě vetknutí nosníku.

$$M_{ox} = Q_{r1} \cdot x \text{ pro } x \in \langle 0; L_r \rangle \quad (10)$$

$$M_{omax} = Q_{r1} \cdot L_r = 31,4 \cdot 195 = 6123 \text{ Nmm} \quad (11)$$

Kromě definice materiálu ještě zbývá charakterizovat podmínky, za kterých dochází k návrhu této součásti. Pro výpočet dovoleného napětí počítám s bezpečností $k = 2$.

$$\sigma_{Dr1} = \frac{\sigma_k}{k} = \frac{170}{2} = 85 \text{ N/mm}^2 \quad (12)$$

$$\sigma_{or1} = \frac{M_{omax}}{W_{or1}} \leq \sigma_{Dr1} \rightarrow W_{or1} \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_{Dr1}} = \frac{6123}{85} = 72,04 \text{ mm}^3 \quad (13)$$

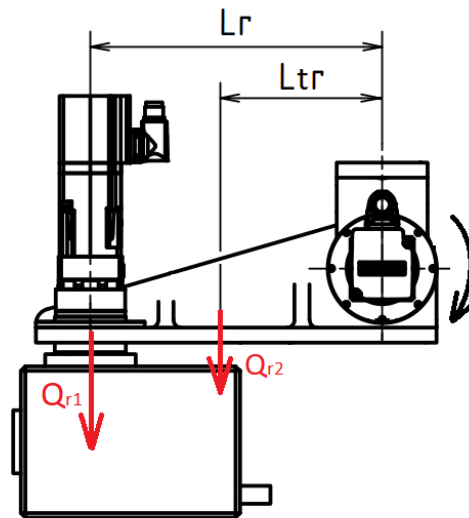
Jak jsem již výše uvedl, pro základní návrh ramena rotační osy 2 bude použit L profil. Dle katalogu výrobců jsem vyhledal profil s průřezovou charakteristikou modulu pružnosti v ohybu odpovídající výpočtu z rovnice 13. Profil s nejbližší vyšší hodnotou modulu pružnosti v ohybu vzhledem k ose, kolem které je díl ohýbán je profil 20x20x3 s hodnotou $W_0 = 250 \text{ mm}^3$. Z pohledu konstrukčního uspořádání pohonů je ovšem jeho velikost nedostatečná, jelikož k němu mají být připevněné planetové převodovky rotačních os 1 a 2. Z tohoto důvodu jsem zvolil pro základní návrh L profil o rozměrech 110x110x8 s hodnotou $W_0 = 23850 \text{ mm}^3$, který mně vyhovuje z rozměrového hlediska. Součást jsem dále upravoval, jelikož jsem se rozhodl pro výrobu této součásti z plného materiálu hlavně z důvodu přesnosti pomocí technologie frézování. Součást po optimalizaci obsahuje několik vybrání pro vedení kabelů a výtuzné žebro viz obrázky 36. Výsledná hmotnost součásti činí $m_r = 0,62 \text{ kg}$, pozice těžiště ramena je $L_{tr} = 80 \text{ mm}$ a tedy síla od hmotnosti ramena rotační osy 2 je dána:

$$Q_{r2} = m_r \cdot g = 0,62 \cdot 9,81 = 6,1 \text{ N} \quad (14)$$

Dále bylo nutné zjistit moment setrvačnosti této sestavy vzhledem k ose rotační osy 2, jelikož kromě statického momentu zde bude působit také moment od dynamických účinků. Výpočet momentu setrvačnosti takovéto sestavy by byl velmi zdlouhavý a zároveň velmi nepřesný vzhledem k nutnosti zjednodušení tohoto výpočtu. Proto jsem se rozhodl

využít hodnoty momentu setrvačnosti ze softwaru Autodesk Inventor. Zde dochází k naklápění ramena, respektive snímací kamery v rozsahu 0° až 25° a 25° až -25° , ale v rovině rovnoběžné se svislou osou kolektoru. Pro návrh volím maximální úhlové zrychlení stejně jako v předešlém výpočtu $\varepsilon_{r2} = 25 \text{ rad/s}^2$. Jako převodovku této rotační osy jsem zvolil planetovou převodovku s převodovým poměrem $i_{př2} = 16$.

- Moment setrvačnosti soustavy $J_{r2} = 30979,52 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
- Moment setrvačnosti motoru $J_{mot2} = 9,3 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
- Převodový poměr převodovky $i_{př2} = 16$
- Úhlové zrychlení rotace ramena $\varepsilon_{r2} = 25 \text{ rad/s}^2$



Obrázek 33. Nákres působitě sil pro výpočet statického momentu rotační osy 2

Pro návrh pohonu je v tomto případě nutné znát také statický moment působící na rotační osu 2. Maximálního statického momentu se dosáhne při natočení ramena kolmo ke svislé ose kolektoru.

$$M_{st2} = Q_{r1} \cdot L_r + Q_{r2} \cdot L_{tr} = 31,4 \cdot 195 + 6,1 \cdot 80 = 6611 \text{ Nmm} \quad (15)$$

Výpočet rozběhového momentu servomotoru 2

Motor v tomto případě musí překonat při rozběhu statický moment od působení vnějšího zatížení a zároveň moment od dynamických účinků ze zrychlení soustavy rotační osy 2. Statický moment je nutné vydělit účinností převodovky a převodovým poměrem, abychom získali moment působící na hřídel servomotoru. Účinnost použité planetové převodovky je $\eta_{př2} = 0,9$. Účinnost převodovky je poměrně nízká, jelikož zvolený převodový poměr se realizuje již ve 2 stupních.

$$M_{r2} \geq \frac{M_{st2}}{i_{př2} \cdot \eta_{př2}} + M_{zr2} \quad (16)$$

Pro výpočet momentu od zrychlení rotační osy využijí obdobných vzorců jako v případě výpočtu M_{zr1} . Moment setrvačnosti redukovaný na hřídel servomotoru 2 vypočítáme tímto způsobem.

$$J_{red2} = \frac{J_{r2}}{i_{př2}^2} \cdot \frac{1}{\eta_{př2}} + J_{mot2} = \frac{30979,52}{16^2} \cdot \frac{1}{0,9} + 9,3 = 143,76 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (17)$$

$$= 0,00014376 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\varepsilon_{m2} = \varepsilon_{r2} \cdot i_{př2} = 25 \cdot 16 = 400 \text{ rad/s}^2 \quad (18)$$

Potřebný rozběhový moment servomotoru 2 se vypočítá:

$$M_{r2} \geq \frac{M_{st2}}{i_{př2} \cdot \eta_{př2}} + M_{zr2} = \frac{M_{st2}}{i_{př2} \cdot \eta_{př2}} + J_{red2} \cdot \varepsilon_{m2} \quad (19)$$

$$= \frac{6,611}{16 \cdot 0,9} + 0,00014376 \cdot 400 = 0,517 \text{ Nm}$$

V rámci zjednodušení případných objednávek a řízení servomotorů jsem se rozhodl jak servomotor, tak planetovou převodovku navrhovat v rámci stejných společností, jako tomu bylo u rotační osy 1.

Jako pohon rotační osy 2 navrhuji použití servomotoru 1FK2103-2AG00-0MA0 od společnosti SIEMENS s integrovaným absolutním snímačem polohy, elektromagnetickou brzdou a krytím IP64, splňující požadavek na použití v daném prostředí.

- Jmenovitý moment $M_{j2} = 0,64 \text{ Nm}$
- Jmenovité otáčky $n_{j1} = 3000 \text{ ot/min}$
- Jmenovitý výkon $P_{j1} = 0,2 \text{ kW}$
- Hmotnost $m_{m1} = 1,2 \text{ kg}$

Je nutné si uvědomit, že rotace ramena 2 je využívána kromě polohování snímací kamery také ke sklápění celého ramena, aby byla možnost vyjmutí snímací kamery z prostor kolektoru zúženým ústím. Proto pro vyjmutí či vložení snímací kamery do vnitřních prostor kolektoru bude rameno sklopené směrem dolů, což bude také jeho základní poloha.

Pro zvolený servomotor jsem vyhledal kompatibilní planetovou převodovku, jedná se opět o model VRT 047 od společnosti NIDEC. Oproti předešlé převodovce je ovšem převod řešen ve dvou stupních a připojovací rozměry k servomotoru jsou rozdílné. V tomto případě je nutné zkontrolovat maximální výstupní moment převodovky, kde $M_{st2} \leq M_{př2}$, aby nedošlo k jejímu poškození. Tato podmínka je splněna, tedy převodovka je vhodně navržena.

- Převodový poměr $i_{př2} = 16$
- Jmenovitý výstupní moment $M_{př2} = 14 \text{ Nm}$

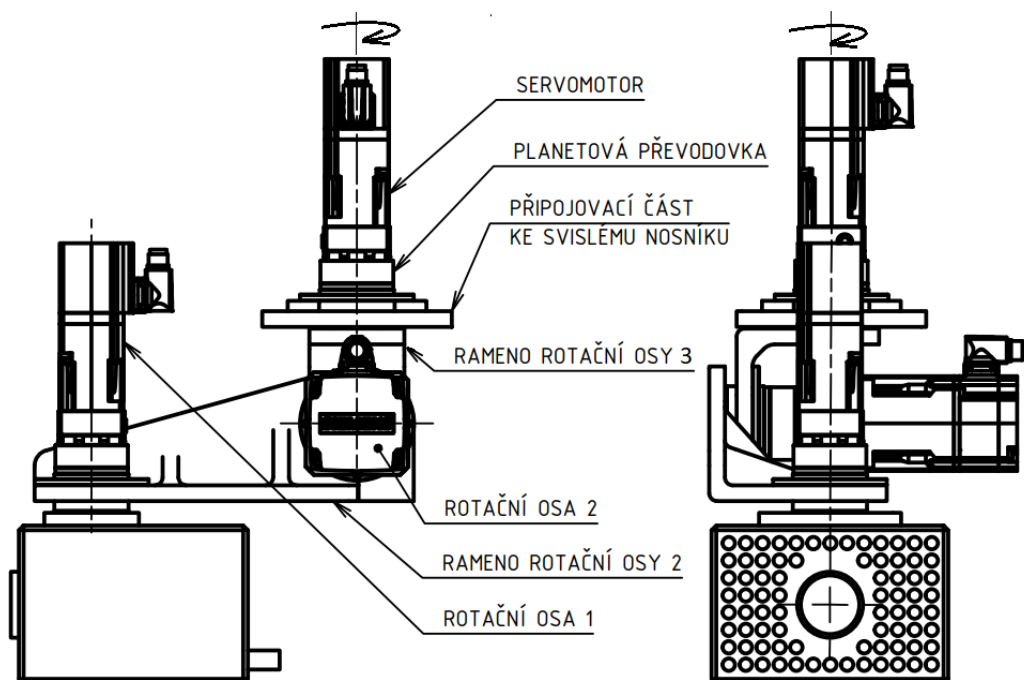
- Jmenovité vstupní otáčky $n_{jpř2} = 4000 \text{ ot/min}$
- Maximální torzní vůle $\Delta_{tmax2} \leq 5 \text{ arcmin}$
- Hmotnost $m_{př2} = 0,8 \text{ kg}$

Pro tuto převodovku bychom mohli namítnout, že maximální torzní vůle je už příliš velká, ale s ohledem na zatížení převodovky pouze v jednom směru, nebude hrát velký význam v přesnosti polohování ramena.

4.2.6. Návrh pohonu rotační osy 3

Poslední rotační osa je umístěna v ose kolektoru a slouží k otáčení celého ramena se snímací kamerou kolem osy kolektoru. Tento pohon, obdobně jako rotační osa 1, není namáhán statickým momentem, ale pouze momentem od zrychlení rotačních hmot. Ke zjištění hodnoty momentu setrvačnosti sestavy k ose rotace jsem opět využil software Autodesk Inventor, který používám také pro celkový konstrukční návrh manipulátoru. Parametry pro návrh rotační osy 3 jsou vypsány níže.

- Moment setrvačnosti soustavy $J_{r3} = 52000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
- Moment setrvačnosti motoru $J_{mot3} = 3,6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
- Převodový poměr převodovky $i_{př3} = 10$
- Úhlové zrychlení rotace ramena $\epsilon_{r3} = 25 \text{ rad/s}^2$



Obrázek 34. Návrh rotační osy 3

Motor v tomto případě musí překonat při rozběhu moment od dynamických účinků ze zrychlení soustavy rotační osy 1 a 2. Účinnost použité planetové převodovky je $\eta_{př3} = 0,95$.

$$M_{r3} \geq M_{zr3} \quad (20)$$

Pro výpočet momentu od zrychlení rotačních osy využijí obdobných vzorců jako v případě výpočtu M_{zr1} . Moment setrvačnosti redukovaný na hřídel servomotoru 3 vypočítáme tímto způsobem.

$$J_{red3} = \frac{J_{r3}}{i_{př3}^2} \cdot \frac{1}{\eta_{př3}} + J_{mot3} = \frac{52000}{10^2} \cdot \frac{1}{0,95} + 3,6 = 550 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (21)$$

$$\varepsilon_{m3} = \varepsilon_{r3} \cdot i_{př3} = 25 \cdot 10 = 250 \text{ rad/s}^2 \quad (22)$$

Potřebný rozběhový moment servomotoru 3 se vypočítá:

$$M_{r3} \geq M_{zr3} = J_{red3} \cdot \varepsilon_{m3} = 0,00055 \cdot 250 = 0,138 \text{ Nm} \quad (23)$$

Obdobně jako u předešlých pohonů, volím servomotor 1FK2102-1AG00-0MA0 od společnosti SIEMENS s integrovaným absolutním snímačem polohy a s elektromagnetickou brzdou pro zajištění přesné polohy. Stupeň krytí tohoto servomotoru je opět IP64, který vyhovuje požadavkům na dané prostředí.

- Jmenovitý moment $M_{j2} = 0,32 \text{ Nm}$
- Jmenovité otáčky $n_{j1} = 3000 \text{ ot/min}$
- Jmenovitý výkon $P_{j1} = 0,1 \text{ kW}$
- Hmotnost $m_{m1} = 0,6 \text{ kg}$

Jako převodovka byla obdobně zvolena planetová převodovka VRT 047 od společnosti NIDEC s přírubou kompatibilní se zvoleným servomotorem. Pro zvolený převod $i_{př3} = 10$, se jedná o jednostupňové provedení. Stejně jako tomu bylo v případě rotační osy 1, musím také zkontrolovat maximální axiální zatížení, které je převodovka schopná snést. Axiální zatížení je dáno hmotností sestavy rotační osy 1 a 2, připojené k planetové převodovce 3.

$$Q_{Apř3} \geq Q_{A3} = m_{s12} \cdot g = 6,5 \cdot 9,81 = 63,77 \text{ N} \quad (24)$$

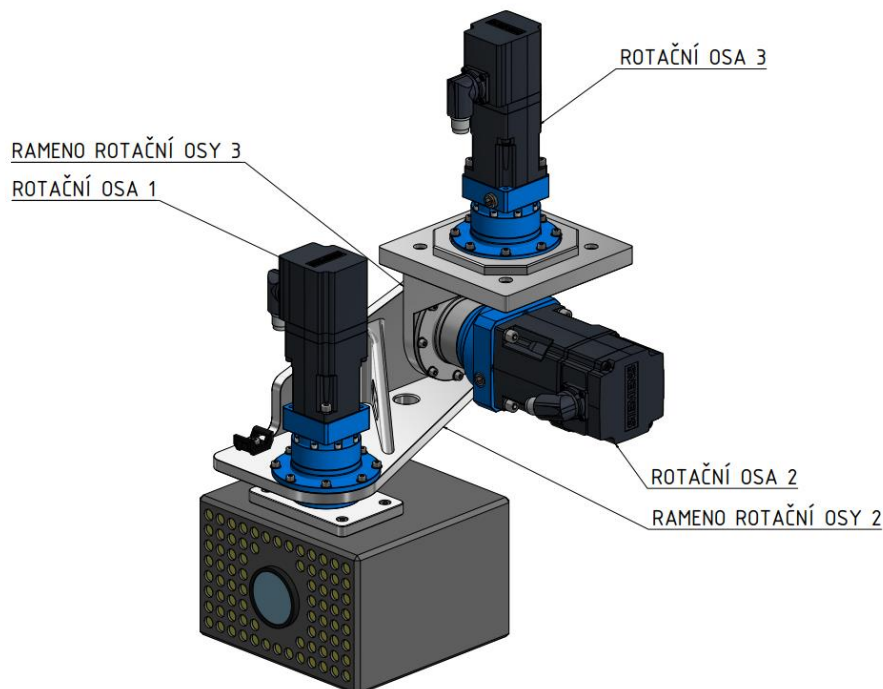
Z rovnice vyplývá, že axiální zatížení nepřekoná maximální axiální zatížení převodovky a je tedy vhodně navržena. Zvolená převodovka disponuje těmito parametry:

- Převodový poměr $i_{př3} = 10$
- Jmenovitý výstupní moment $M_{př3} = 9 \text{ Nm}$
- Jmenovité vstupní otáčky $n_{jpř3} = 4000 \text{ ot/min}$
- Maximální axiální zátěž $Q_{Apř3} = 550 \text{ N}$

- Maximální torzní vůle $\Delta_{tmax3} \leq 3 \text{ arcmin}$
- Hmotnost $m_{př3} = 0,7 \text{ kg}$

4.2.7. Výsledná konstrukce rotačních os manipulátoru

Na obrázku 35. je vidět výsledná konstrukce rotačních os manipulátoru, která bude připevněna ke svislému nosníku. Konstrukce se skládá ze 3 rotačních os, u kterých jsem navrhl jejich pohonné jednotky. Aby konstrukce byla co nejvíce hmotnostně vyvážená, příruba planetové převodovky rotační osy 2 je částečně vyosená, tedy posunutá vůči ose rotační osy 3. Z hlediska namáhání svislého nosníku by bylo vhodné využít prodlouženého ramena rotační osy 2, kde na opačné straně od snímací kamery by bylo umístěno vyvažovací protizávaží. Takováto konstrukce by pomohla ke snížení výkonu pohonu rotační osy 2 a zároveň by svislý nosník byl namáháný pouze na tah od hmotností rotačních os. Po konzultacích jsem se rozhodl tuto variantu nevyužít, jelikož by se poměrně značně navyšovala hmotnost konstrukce a zároveň by bylo nutné prodloužit rameno rotační osy 3 což by zapříčinilo také posunutí spodního vedení umístěného na hlavní nosné konstrukci, a tedy zmenšení vzdálenosti mezi horním a spodním vedením viz kapitola 4.3.3. Na obrázku níže jsou zobrazena již optimalizovaná ramena rotačních os, která jsou řešena v následující kapitole. Můžeme si všimnout několika vybrání v ramenu rotační osy 2, která slouží k vedení kabelů. Toto téma je probráno dále v kapitole 4.6.



Obrázek 35. Konstrukce rotačních os manipulátoru

4.2.8. Optimalizace a kontrola ramen rotačních os

V následující kapitole jsem se zaměřil na optimalizaci ramen rotačních os, která mají funkci držáků pohonů rotačních os. Část práce jsem věnoval rozměrové optimalizaci a pevnostní optimalizaci, kde jsem se snažil součásti částečně odlehčit, ale zároveň zachovat dostatečnou tuhost, aby vzniklé deformace nevnášely do systému nepřipustnou chybu polohování. Jako materiál ramen byla zvolena slitina hliníku EN AW 6063 (AlMg0,7Si), ve stavu T6 s mechanickými a technologickými vlastnostmi viz příloha 9.

Na obrázku 35 jsou již znázorněna optimalizovaná ramena, která jsem podrobil analýze pomocí MKP. Na ramenech rotačních os jsou již zmíněná vybrání pro vedení kabelů viz kapitola 4.6. Tato místa mohou totiž fungovat jakožto koncentrátoři napětí, a proto jsem je do výpočtových modelů také zařadil. Dále jsou v modelech zohledněny výztužné prvky, které snižují jak deformace součástí, tak zachycují některé napěťové špičky od příslušného zatížení. Výztužné prvky bylo možné bez větších problémů zahrnout přímo jako součást modelů rotačních os díky technologii frézování, pomocí které se tyto součásti budou vyrábět. Ke kontrole jsem využil software Abaqus, což je velmi silný nástroj používaný pro MKP analýzy součástí, sestav dílů či kontaktních úloh. V mé práci jsem se zaměřil pouze na statickou kontrolu součástí, a tedy vnášená zatížení od dynamických účinků při rozběhu pohonů jsem zanedbal.

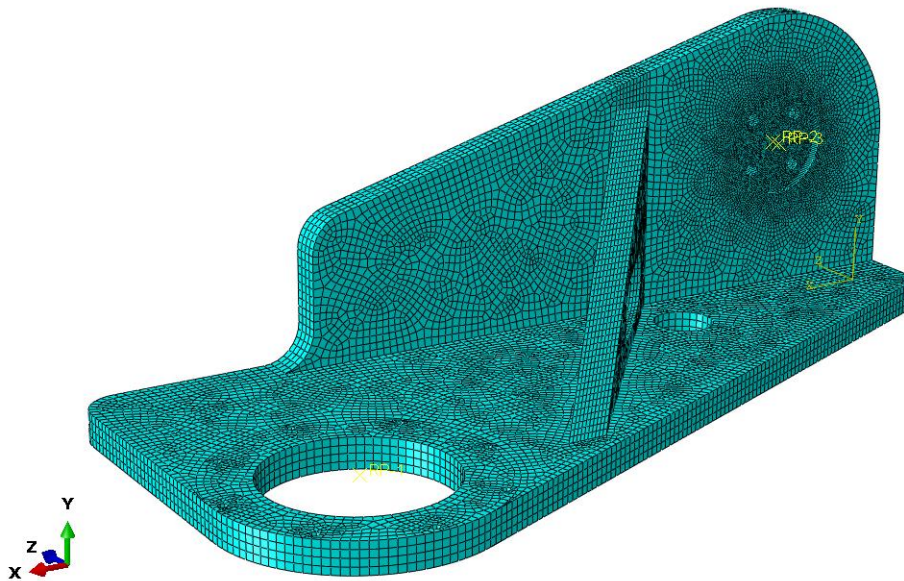
4.2.8.1. MKP analýza ramena rotační osy 2

Pro analýzu pomocí metody konečných prvků jsem byl nucen model ramena rotační osy 2 částečně zjednodušit, kde jsem v modelu nezahrnul některé méně významné prvky. Mezi nezahrnuté prvky patřily například díry se závitem pro přišroubování úchytek kabelů, či některé technologické radiusy a zkosení, například v okolí výztužného žebra. Toto zjednodušení vnáší do výpočtového modelu určitou chybu, ale na výsledek analýzy nebude mít příliš velký vliv. Kromě toho se díky němu zjednoduší výpočtový model, a tedy také zkrátí výpočetní čas. Důležité prvky, jako byly již zmíněná vybrání pro vedení kabelů jsem do modelu zahrnul, jelikož se může jednat o poměrně významné koncentrátoři napětí.

Parametry sítě, okrajové podmínky a zatížení součástí

Pro výpočtový model jsem použil 3D deformovatelné těleso přičemž jsem zavedl příslušné materiálové vlastnosti viz kapitola 4.2.5. Pro určení globální velikosti elementů sítě jsem využil pomůcku, že po tloušťce základního materiálu by se měly nacházet minimálně 3 elementy. Proto jsem jako globální velikost elementů sítě zvolil 2 mm. Síť jsem zhustil v místě uložení součásti, kde bude také výpočtový model pravděpodobně nabývat nejvyšších hodnot redukovaného napětí a v místě výztužného žebra. V místech zhuštění sítě jsem použil maximální velikost elementů 0,5 mm. Před samotným síťováním součásti jsem výpočtový model musel rozdělit na několik sekcí, aby bylo možné takto složitou

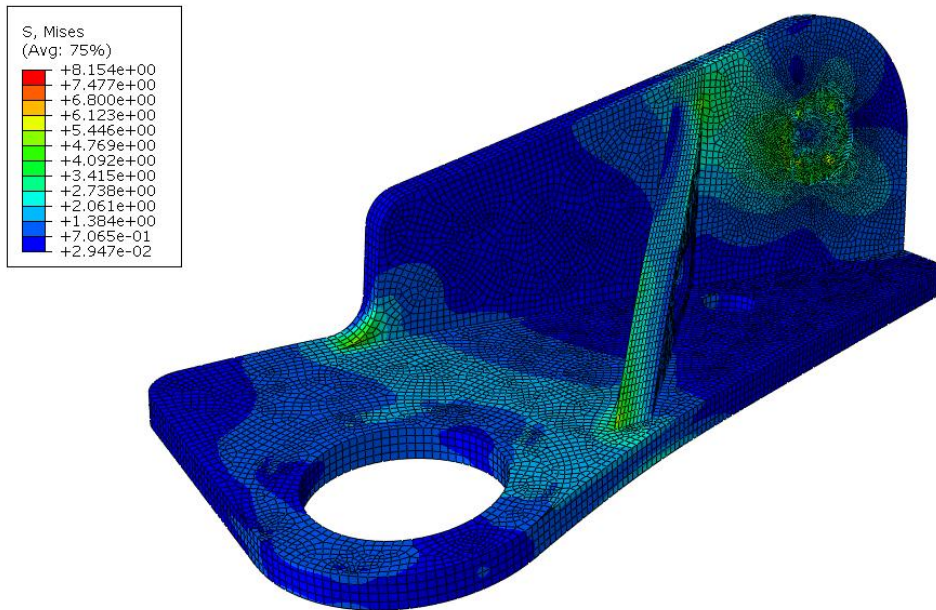
geometrii vhodně vysítovat. Jak jsem již zmínil součást byla řešena jako 3D deformovatelné těleso, a tedy síť jsem řešil pomocí elementů typu solid, konkrétně jsem zvolil lineární šestistěnné (hexaedrické) elementy. Výsledná síť viz obrázek 36 obsahuje 61 280 elementů. Pro realizaci okrajových podmínek jsem využil vazby v místě příruby pro přišroubování planetové převodovky rotační osy 2. Přes předem připravený RP bod jsem spřáhnul vnitřní průměr pro připojení planetové převodovky rotační osy 2 s vazbou, kdy jsem v tomto místě zakázal posuvy v ose X a Y. Další RP bod jsem spřáhnul s dosedací plochou k planetové převodovce, kde jsem zakázal posuv v ose Z a všechna natočení, abych vhodně reprezentoval spoj v tomto místě. Součást je zatížena silou od hmotnosti pohonu rotační osy 1 a snímací kamery, která působí v ploše příruby planetové převodovky rotační osy 1.



Obrázek 36. Pohled na vysítované rameno rotační osy 2

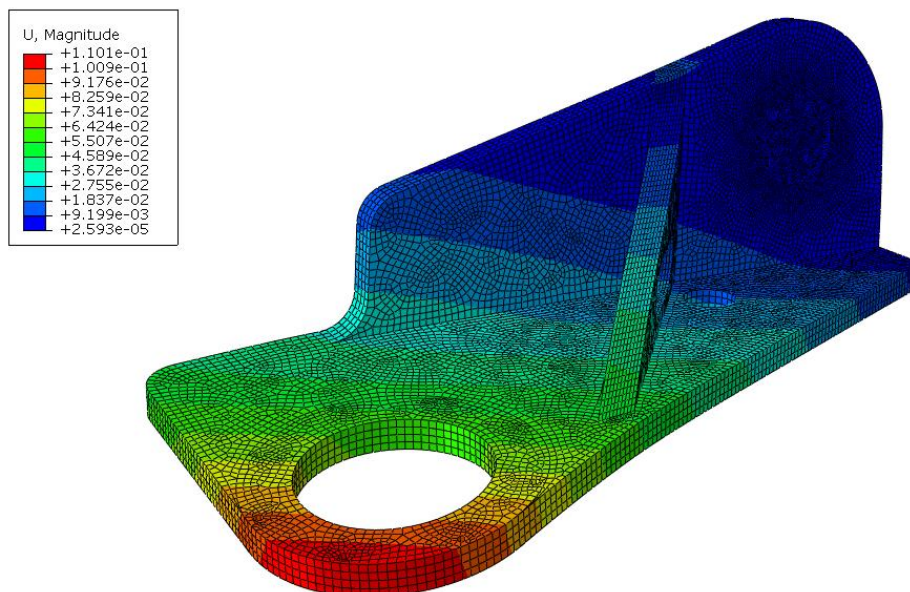
Výsledky pevnostní analýzy

Na obrázku 37 je znázorněna deformovaná součást se zobrazením redukovaného napětí. Nejvyšší redukované napětí je, jak jsem předpokládal, v místě vazby, kde jsou zavedené okrajové podmínky a konkrétně její hodnota činí $8,2 \text{ N/mm}^2$ a součást tedy z pevnostního hlediska vyhovuje. Z průběhu napjatosti je také vidět, že výřezy pro vedení kabelů v tomto případě nemusíme pokládat za koncentrátoři napětí, což je pravděpodobně způsobeno jejich umístěním dále od vazby, kde jsou zavedené okrajové podmínky.



Obrázek 37. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 2 (Napětí von Mises)

Kromě maximálního redukovaného napětí byly důležité hodnoty posuvů, které by mohly mít na přesnost polohování značný vliv. Z obrázku 38 je patrné, že výpočtový model nabýval maximálních hodnot posuvů v okolí zavedeného zatížení. Hodnoty maximálního posuvu, nejsou v tomto případě relevantní, jelikož v místě zavedeného zatížení je příruba planetové převodovky sešroubovaná s ramenem rotační osy 2 a toto uložení samo o sobě zajistí zvýšení tuhosti v této oblasti. Za relevantní hodnoty maximálních posuvů mohou brát hodnoty v okolí 0,09 mm. Šikmé provedení výztužného žebra částečně snižuje deformace této součásti.



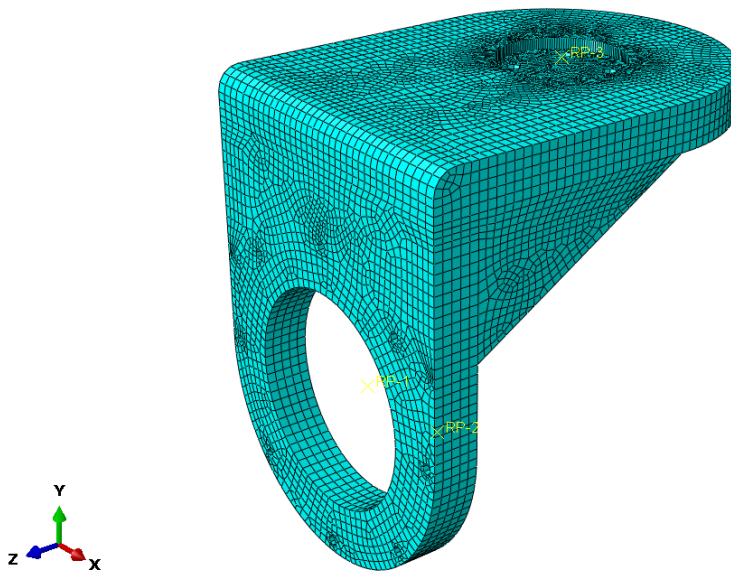
Obrázek 38. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 2 (Posuvy)

4.2.8.2. MKP analýza ramena rotační osy 3

V případě analýzy této součásti jsem byl nucen použít některá zjednodušení, jako bylo například odstranění technologických zkosení. Přímou model ze softwaru Autodesk Inventor jsem importoval do prostředí softwaru Abaqus. Po krajích ramena rotační osy 3 jsou zavedeny výztužná žebra, která opět snižují výslednou deformaci součásti.

Parametry sítě, okrajové podmínky a zatížení součásti

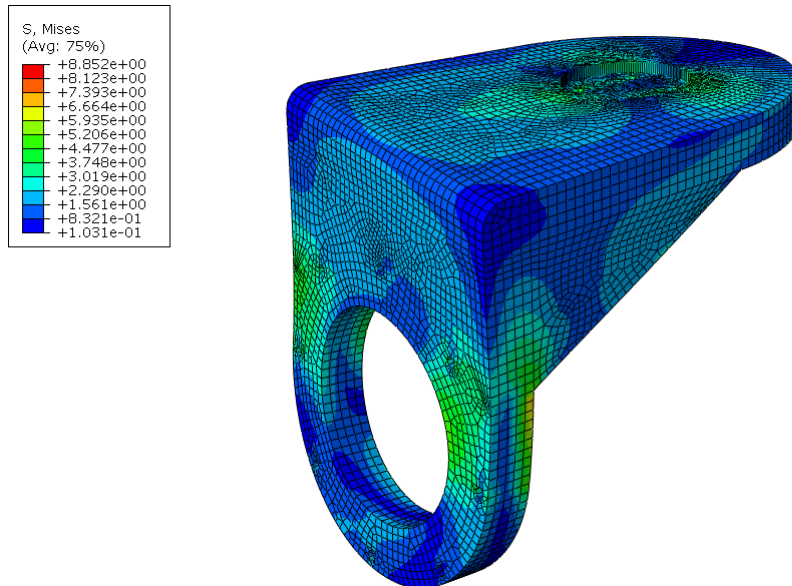
Obdobně jako v prvním případě jsem pro výpočtový model jsem použil 3D deformovatelné těleso přičemž jsem zavedl příslušné materiálové vlastnosti. Globální velikost elementu byla jako v předešlém případě nastavena na 2 mm a v místě uložení součásti jsem ji zhustil s maximální velikostí elementů 0,5 mm. Obdobně jako v předešlém případě jsem si součást musel rozdělit na několik sekcí, aby bylo možné součást vhodně vysítovat. Pro generování výsledné sítě viz obrázek 39 jsem zvolil lineární šestistěnné (hexaedrické) elementy a výsledná síť obsahuje 29 961 elementů. Pro realizaci okrajových podmínek jsem v tomto případě využil vazby v ploše pro připevnění příruby planetové převodovky rotační osy 3, ke které jsem vztáhl jeden z RP bodů. V této ploše jsem využil vazbu encastre, která funguje obdobným způsobem jako vetknutí, a tedy jsou v této ploše zakázány jak všechny posuvy, tak všechna natočení. Součást je zatížena silou od hmotnosti pohonu rotační osy 2 a zbytku sestavy viz kapitola 4.2.5. Tato síla byla sdružena s jedním z RP bodů, který dával do vazby plochu vnitřního průměru pro připevnění planetové převodovky rotační osy 2. Dále se přes dosedací plochu planetové převodovky rotační osy 2 přenáší klopné momenty od hmotnosti pohonu rotační osy 2 a ramena se zbytkem sestavy.



Obrázek 39. Pohled na vysítované rameno rotační osy 3

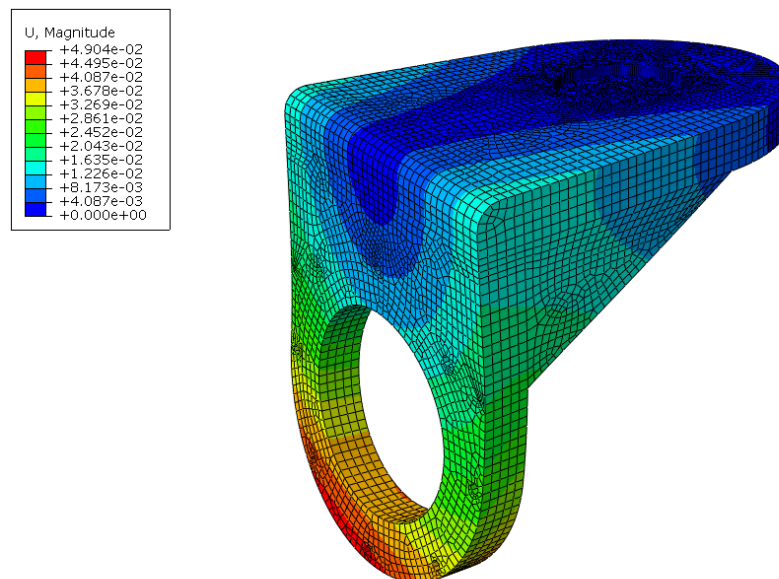
Výsledky pevnostní analýzy

Na obrázku 40 je znázorněn průběh redukovaného napětí na deformované součásti. Nejvyšší hodnota redukovaného napětí $8,9 \text{ N/mm}^2$ se nachází v místě připojení výztužného žebra. Tato hodnota je ovšem zkreslena, jelikož na reálné součásti je v tomto místě technologické zaoblení, které tuto špičku napětí snižuje. Přesto součást z pevnostního hlediska vyhovuje.



Obrázek 40. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 3 (Napětí von Mises)

Obdobně jsem také v tomto případě provedl analýzu posuvů viz obrázek 41, které jsou v případě analýzy ramena rotační osy 3 také důležité. Maximálních hodnot posuvů nabývá výpočtový model ve spodní části příruby pro přišroubování planetové převodovky rotační osy 2. Konkrétně nejvyšší hodnota posuvu činí 0,05 mm.



Obrázek 41. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 2 (Posuvy)

4.3. Návrh svislého nosníku a jeho vedení

V této části diplomové práce se budu zabývat návrhem a konstrukcí svislého nosníku neboli nosníku umístěného ve svislé ose kolektoru. Svislý nosník bude mít zásadní vliv na tuhost celého manipulátoru a tím pádem také na přesnost polohování. Z tohoto pohledu by bylo nejvhodnější mít nosník jako jeden kus, ale z pohledu transportu to není realizovatelné. Už ze zadání mám dáno, že zařízení musí být jednoduše přenositelné, a tedy z pohledu transportu a hygienických omezení pro manipulaci obsluhy manipulátoru s břemeny budu nosník navrhovat jako dělený. Výhodou této konstrukce je možnost navolit si délky spojovaných částí. Samozřejmě čím více takovýchto napojených částí bude tvořit výsledný svislý nosník, tím více se bude snižovat jeho tuhost a také výsledná přesnost polohování. Napojování jednotlivých částí by mělo být, pokud možno co nejjednodušší pro obsluhu, ale zároveň musí být zajištěna dostatečná pevnost spoje, aby nedocházelo k relativnímu pohybu jednotlivých částí nosníku vůči sobě. Podobný problém byl řešen u konstrukce napojovaných trubek ve vrtných soupravách pro hlubinné vrty. V tomto případě se k vystředění jednotlivých částí využívá kuželového závitu, kde tento spoj také zajišťuje přenos krouticího momentu z poháněcí stanice k vrtací hlavě. Takováto konstrukce zajišťuje dostatečnou tuhost a zároveň souosost napojovaných částí. Ovšem použitím závitu jako spojovacího prvku nezajistíme opakovatelnost tohoto spojení z pohledu relativního natočení spojovaných částí vůči sobě. Při návrhu svislého nosníku bylo nutné se již předem zamyslet nad dalšími prvky v konstrukci manipulátoru, a to jakým způsobem bude řešeno jeho vedení a jakým způsobem může být realizován svislý pojezd. Z tohoto pohledu bude pravděpodobně také důležité zajistit určitou pozici spojovaných částí vůči sobě, a tedy využití patentu napojování trubek obdobně jako u vrtné soupravy nebude vhodné. Z těchto důvodů jsem se rozhodl pro návrh spoje, který by tvořil kombinaci tvarového spoje pro zajištění přesné pozice spojovaných částí a spoje pomocí šroubů pro zajištění tuhosti konstrukce.

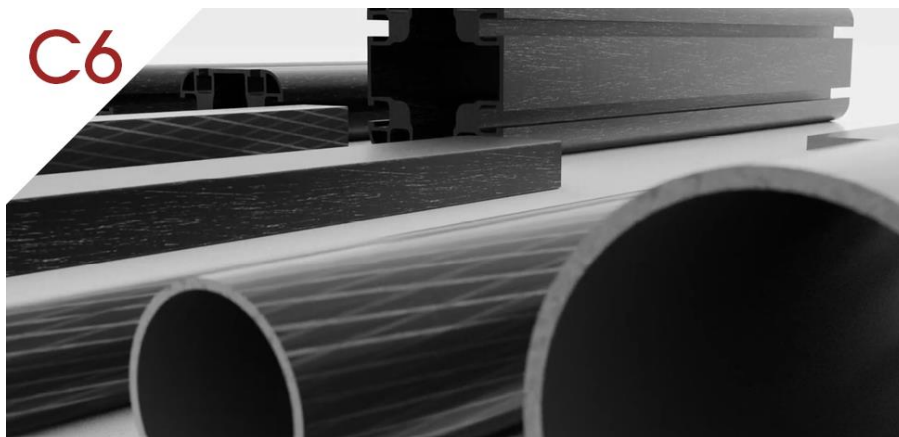
4.3.1. Volba základní konstrukce

Základní konstrukcí je myšleno řešení středové části jednotlivých segmentů, která bude tvořit jejich nejdelší část. Na volbě této středové části bude také závislá konstrukce spojovacích dílců, konstrukce vedení svislého nosníku i návrh pohonu svislého posuvu. Kromě toho bychom požadovali také řešení, které by zajistilo co nejlepší poměr tuhosti a hmotnosti. Rozměry středového segmentu volím s ohledem na rozměry planetové převodovky a servomotoru rotační osy 3, které by bylo vhodné umístit do vnitřních prostor profilu. Díky této konstrukci budu schopný co nejvíce prodloužit vedení svislého nosníku. Rozhodl jsem se zaměřit na 3 základní varianty, ze kterých následně zvolím nejvhodnější řešení. Jako první popíšu variantu se středovou částí z kompozitního materiálu, dále ocelový nosník a jako poslední se zaměřím na nosník ze slitiny hliníku.

Středová část z vláknového kompozitu

Použití vláknových kompozitů v oblasti konstrukce speciálních zařízení je čím dál častější převážně díky jejich výhodnému poměru mechanických vlastností ku hmotnosti. Kompozity jsou obecně materiály složené minimálně ze dvou materiálů s odlišnými fyzikálními vlastnostmi, kde jeden má funkci výztuhy a druhý funguje jako pojivo. Funkci pojiva neboli matrice nejčastěji tvoří polyesterová nebo epoxidová pryskyřice. Ta ovšem sama o sobě nestačí. Mechanické vlastnosti kompozitu dodává jeho výztuž, kterou nejčastěji tvoří skleněná nebo uhlíková vlákna. Ty dodají materiálu jeho pevnost a tuhost. Při návrhu součástek z kompozitních materiálů je nutné znát namáhání daného dílu a přizpůsobit tak orientaci vláken, u kterých se jejich vlastnosti projevují pouze ve směru vláken. Kladením vláken přes sebe v různých směrech lze dosáhnout plošně izotropního materiálu tedy materiálu, který má stejné vlastnosti ve všech směrech, pokud se omezíme na rovinu. Díky vlastnostem kompozitních materiálů se v konstrukci používají s výhodou nejrůznější polotovary jako desky či různé profily. Velmi často se v této oblasti můžeme setkat s profily vyráběnými na zakázku dle přání zákazníka. Samozřejmě tato řešení jsou velmi nákladná, jelikož výrobce profilu musí vytvořit novou technologii pro jeho výrobu, a to také velmi prodlužuje termíny dodávek. Nevýhodou kompozitních materiálů je malá možnost dodatečných úprav součástí a problematické obrábění. Kromě toho spojování kompozitního materiálu, který nemá prakticky žádnou teplotní roztažnost, například s hliníkovými slitinami, které mají naopak vysokou teplotní roztažnost může způsobit jejich vzájemné poškození při výkyvech teploty. Právě k takovýmto výkyvům teploty bude docházet také při vkládání svislého nosníku s kamerou do kolektoru parogenerátoru.

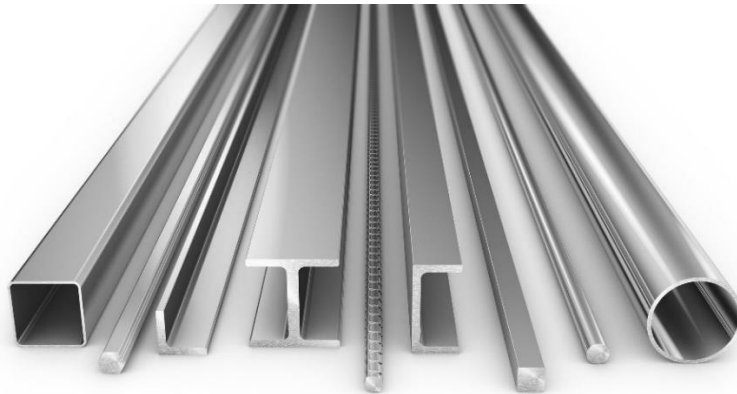
Při provádění rešerše mě velmi zaujal systém od společnosti ALUSIC, která se zaměřuje na výrobu profilů z kompozitních materiálů viz obrázek 42. Kromě klasických profilů, typu trubka či jekl také vyrábějí profily, které jsou tvarově i rozměrově obdobné profilům ze slitin hliníku viz kapitola 4.3.1.3



Obrázek 42. Karbonové profily řady C6 od společnosti ALUSIC [15]

Středová část z oceli

Jedná se o nejběžněji používaný materiál ve strojírenství, ale postupně začíná být v mnoha oblastech nahrazován kompozitními materiály a slitinami hliníku. Ocel je obecně slitina železa s uhlíkem a dalšími doprovodnými prvky jako je Mn, Si, P, S, přičemž podíl uhlíku je menší než 2,11 %. Kromě těchto doprovodných prvků, může ocel obsahovat tzv. legury což jsou přídavné materiály, které oceli dávají její výsledné mechanické, ale také technologické vlastnosti jako je pevnost, tvárnost, korozní odolnost či obrobitelnost. Mezi tyto prvky patří například Cr, W, Ni, Mo a další. Ocel má z uvedených materiálů středové části největší měrnou hmotnost (7800 kg/m^3). Výhodou ocelí jsou její vysoké hodnoty meze pevnosti a dále poměrně vysoká tvrdost. Běžně dostupné konstrukční oceli třídy 10 a 11 nejsou korozivzdorné. Při jejich použití by bylo nutné zařadit do technologie výroby středového dílu také povrchovou úpravu, která by zajistila dostatečnou korozní odolnost. Tento problém by vyřešilo použití nerezové oceli třídy 17. Ta disponuje velmi dobrou korozní odolností a chemickou stálostí, ale problémem je v tomto případě nižší dostupnost normalizovaných profilů z tohoto materiálu. Proto by bylo vhodné řešit středový díl jako svařenec z plechů, které jsou běžně dostupné. Po jeho výrobě by bylo nutné dále zařadit obrábění, abychom zajistili jeho dostatečnou přesnost.



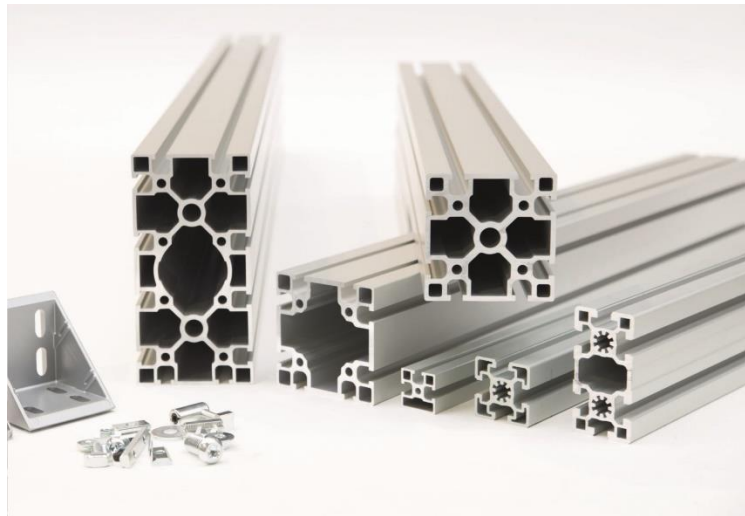
Obrázek 43. Normované ocelové profily [18]

Středová část ze slitiny hliníku

Čistý hliník je v konstrukci prakticky nepoužitelný, jelikož má velmi nízké hodnoty meze pevnosti. Jeho použití je z větší části zaměřeno na oblast elektrotechniky díky jeho fyzikálním vlastnostem a v oblasti obalové techniky pro jeho tvárnost. Slitiny hliníku, spolu s ocelí patří v dnešní době k nejpoužívanějším konstrukčním materiálům. Slitiny hliníku jsou zároveň velmi perspektivní materiál, což dokazuje jeho použití i ve vrcholných oblastech strojírenství jako je letecký nebo automobilový průmysl. Pro dynamicky namáhané součásti se upřednostňuje jako materiál ocel, jelikož slitiny hliníku nedisponují tak dobrými únavovými vlastnostmi a opakovaným zatížením u nich dochází k vyčerpání, které vede k únavovým lomům. Oproti oceli má menší měrnou hmotnost (2700 kg/m^3) a pevnostně jsou slitiny hliníku již téměř srovnatelné s pevností

oceli díky možnosti legování. Vynikají dobrou chemickou stálostí a korozní odolností. Díky tomu jsou velmi dobře uplatnitelné také v chemickém a potravinářském průmyslu.

Kromě klasických profilů se jako polotovary ze slitin hliníku vyrábějí také typizované konstrukční profily, které se nejvíce rozšířily ve druhé polovině 20. století s rozvojem automobilového, elektrotechnického průmyslu a s tím narůstající potřeby na flexibilitu a jednoduchost ve výrobě konstrukcí výrobních linek a jednoúčelových strojních zařízení. Společnost Bosch jako první na světě představila tento konstrukční systém, který se velmi rychle rozšířil do povědomí konstruktérů a umožnil tak snadnou a rychlou stavbu rámců jednoúčelových strojů, výrobních linek, oplocení nebo rámců dopravníků. Základem tohoto stavebnicového systému se stal eloxovaný profil ze slitiny hliníku s T-drážkami po jeho obvodu, podobně jako je tomu u stolů obráběcích strojů. Tyto drážky se využívají pro různé spojovací prvky. Eloxovaná vrstva, která má přibližně 15 μm se stala standardem u těchto konstrukčních systémů, a kromě dobrého vzhledu také zvyšuje korozní odolnost a povrchovou tvrdost. Patentovými úřady nebylo povoleno si tento konstrukční systém patentovat, a to umožnilo mnoha dalším společnostem výrobu podobných profilů a tím vznikla v této oblasti silná konkurence. Postupně se konstrukční profily rozšířily na více než 100 typů v různých velikostních řadách. [16]

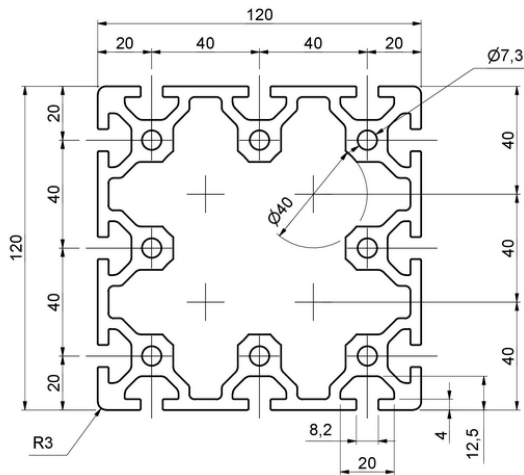


Obrázek 44. Hliníkové profily a jejich spojovací prvky [17]

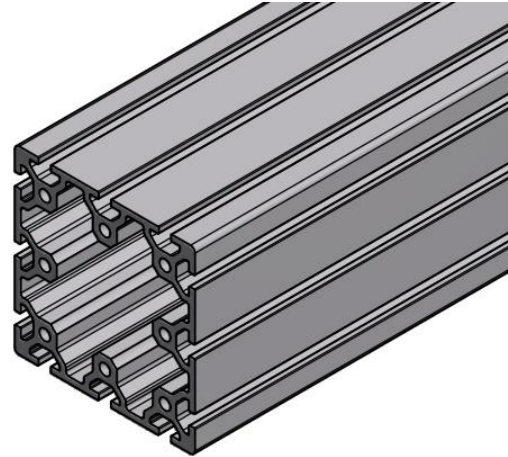
4.3.2. Volba konstrukce středové části svislého nosníku

Při porovnání vlastností, technologie výroby a dalšího zpracování výše uvedených materiálů, jsem se rozhodl využít pro konstrukci středové části svislého nosníku typizovaného profilu ze slitiny hliníku. Pro tuto variantu jsem se rozhodl, protože se profily nabízejí v široké škále rozměrů, obsahují technologické T-drážky a jsou opatřeny povrchovou úpravou ve formě eloxované vrstvy. Díky jejich speciálnímu profilu nabízí také výborný poměr tuhosti a hmotnosti. Jelikož se profily vyrábějí v délkách 6 m, není problém zažádat výrobce o zaslání přířezů menších délek. Z hlediska rozměrů jsem si zvolil profil 120x120 od společnosti ALUTEC KK viz obrázek 45. Hlavním důvodem volby tohoto profilu je

nevyplněný průřez, který mi nabízí možnost umístění rotační osy 3 do vnitřní části profilu. Další jeho výhodou je umístění třech T-drážek na každé straně profilu, které se následně mohou využít pro umístění držáků kabelů, jako spojovací prvek pro pohon svislého pojezdu, ale také pro konstrukci vedení svislého nosníku.



Obrázek 45. Profil 120x120 od společnosti ALUTEC KK [17]



Obrázek 46. ISO pohled na profil 120x120

4.3.3. Návrh vedení svislého nosníku

Pro návrh vedení jsem se rozhodoval mezi použitím kluzného nebo valivého vedení. V oblasti příslušenství k hliníkovým profilům se vyskytuje několik typů vedení, které by bylo možné využít pro tento případ. Mezi nejjednodušší typ vedení patří kluzný profilový jezdec, který kopíruje tvar drážky profilu. Ten je nejčastěji tvořen kombinací plastového těla a kluzných destiček. Kluzné vedení vyniká svou jednoduchostí, ale má horší kluzné vlastnosti oproti valivému vedení, které by zapříčinily větší odpor proti pohybu svislého nosníku. Kromě toho se manipulátor nachází ve vlhkém prostředí a mnoho materiálů používaných pro kluzná vedení je nasákových a časem nabobtnají. Také vzhledem k předešlým negativním zkušenostem s kluzným vedením, jsem se rozhodl využít valivého vedení pro vedení svislého nosníku.

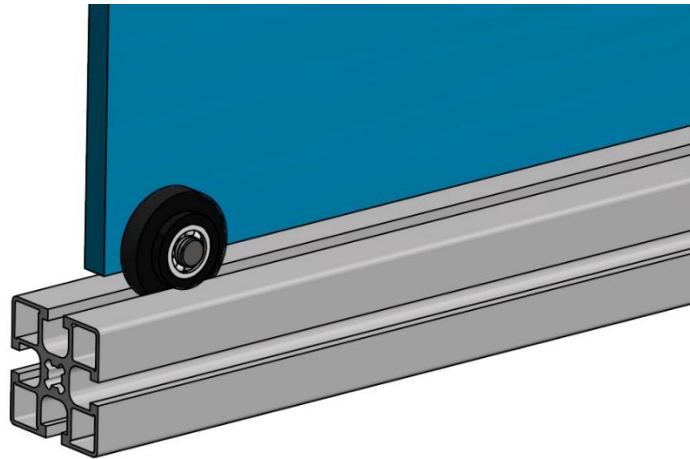


Obrázek 47. Profilový jezdec [20]



Obrázek 48. Uložení jezdcu v drážce profilu [20]

Součástí sortimentu příslušenství k hliníkovým profilům bývají profilová kolečka, která fungují na principu rolnového vedení a používají se právě pro obdobné účely. Některé profily jsou přesně uzpůsobené pro vedení a mají tzv. V-drážku, která pomocí zkosení hran drážky zajistí přesné uložení profilového kolečka uprostřed drážky. Na obrázku 45 je vidět, že T-drážka zvoleného profilu neobsahuje toto zkosení a musí se tedy využít odlišná profilová kolečka. Ta ovšem by měla být umístěna, pokud možno na každé straně profilu, aby se zajistila dostatečná přesnost tohoto vedení, jelikož ve směru osy profilového kolečka je mezi drážkou a kolečkem vůle přibližně 0,2 mm. Tato vůle je dána šířkou drážky, která se standardně vyrábí v rozměru 8,2 mm a šířka profilového kolečka je 8 mm. K přímému kontaktu profilového kolečka s profilem by mělo docházet pouze po vnějším povrchu profilu. Profilové kolečko je složeno z polyamidového plastového náboje, který kopíruje tvar drážky profilu a v něm jsou na pevno nalisována ložiska.

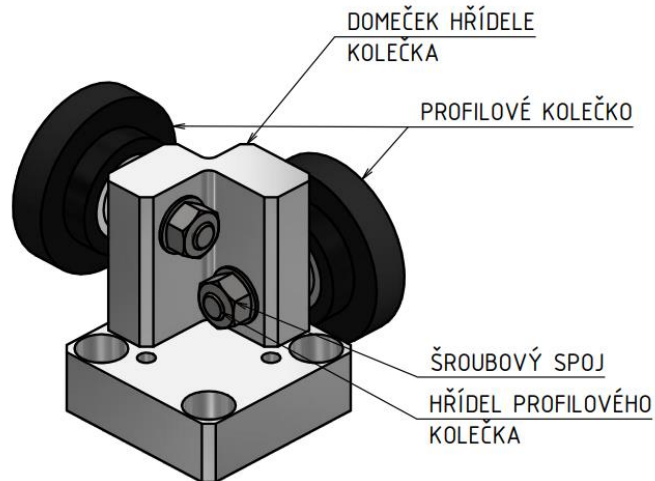


Obrázek 49. Náhled na profilové kolečko

Ložiska profilových koleček jsou standardně vyráběna z běžné ložiskové oceli, což pro můj případ není vhodné. Přestože nosná konstrukce s vedením je umístěna na vrchní přírubě kolektoru parogenerátoru, z jeho vnitřních prostor dochází k úniku vlhkého vzduchu, který by časem mohl způsobit nepříznivou degradaci materiálu ložisek. Z tohoto důvodu budu žádat výrobce o dodání profilových koleček s nerezovými ložisky v uzavřeném provedení W 626-2RS1 od společnosti SKF. Uzavřené provedení žádám z důvodu možných úniků maziva, které by mohlo znečistit dosedací plochy příruby kolektoru nebo případně také jeho vnitřní prostory. Kontrolní výpočet profilových koleček bude proveden v kapitole 4.4, jelikož v této fázi návrhu zatím neznám jejich zatížení.

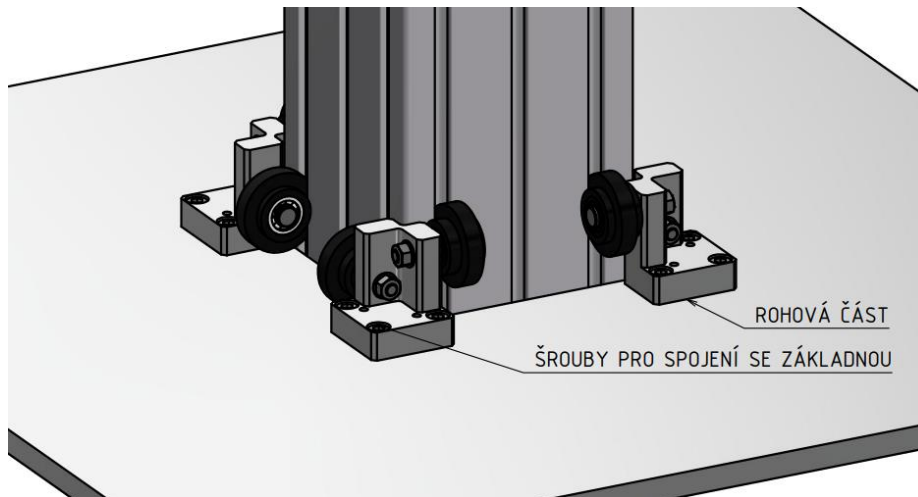
Konstrukci jsem volil s ohledem na výrobní technologie používané ve firmě NST.HK. Ta disponuje několika CNC frézkami a konvenčními soustruhy. Proto byly jednotlivé díly diskutovány také s technologem, aby byly vyrobitelné. Také byla diskutována dosažitelná přesnost obrábění. Na základě toho jsem se pro konstrukci vedení rozhodl využít frézovaného domečku ze slitiny hliníku EN AW 6063 (AlMg0,7S), ve kterém bude nasunutá

hřídel s profilovým kolečkem viz obrázek 50. Aby bylo možné případně vyměnit opotřebená profilová kolečka, nebo jejich ložiska, rozhodl jsem se ke spojení těchto částí pomocí šroubového spoje. Tedy na hřídeli kolečka je vysoustružený závit a pomocí utažení matice dojde ke stažení vnitřního kroužku ložiska profilového kolečka. Závit bude ještě zajištěn pomocí speciálního lepidla na závitové spoje Loctite 243. Díky tomu by nemělo dojít k jeho uvolnění vlivem vibracím nosné konstrukce.



Obrázek 50. Konstrukce rohové části vedení

Na obrázku 51 je vyobrazena konstrukce vedení svislého nosníku. V každém rohu hliníkového profilu je jedna z rohových částí viz obrázek 50. Díky tomu bude možné využít zbylé drážky profilu pro upevnění pohonu svislého pojezdu a pro vedení kabelů od pohonů rotačních os. Toto vedení bude umístěné na dvou vůči sobě rovnoběžných základnách připevněných k nosnému rámu manipulátoru. Aby se zajistila co největší tuhost celé konstrukce bude nutné tyto základy potažmo vedení umístit co nejdále od sebe. Zároveň nebude možné nosný rám z hygienických důvodů příliš prodlužovat, aby se zajistila bezpečnost obsluhy při jejím přenosu. V domečku rohové části je vyrobena díra pro kolík, aby se zajistila přesná pozice těchto částí na základní desce. Po konzultacích jsem ovšem došel k názoru, že při montáži pravděpodobně využité nebudou a pozice rohových částí se seřídí vůči použitému profilu tak, aby se zajistila minimální vůle mezi ním a vedením.



Obrázek 51. Konstrukce vedení svislého nosníku

4.3.4. Návrh spojování segmentů svislého nosníku

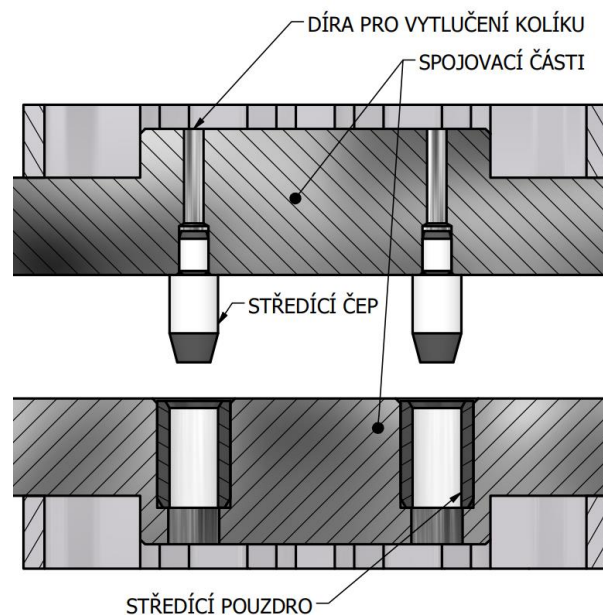
Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 4.3, pro spojování jednotlivých segmentů svislého nosníku bude zásadní dodržení přesné polohy jednotlivých segmentů vůči sobě a zároveň zajištění dostatečné pevnosti tohoto spoje. Přesná relativní poloha jednotlivých segmentů je důležitá především kvůli zvolenému způsobu vedení, kde mezi drážkou hliníkového profilu a profilovým kolečkem je boční vůle pouze 0,2 mm. Z toho vyplývá, že i poměrně malý relativní posun profilů vůči sobě může vyvolat zadrhávání profilových koleček v přechodech mezi profily. Tím by docházelo k jejich nepříznivému opotřebovávání, které by mělo za následek jejich častou výměnu. Kromě toho částky materiálu, které by se při tomto styku oddělovaly, by se mohly dostat i do vnitřních prostor kolektoru, což je samozřejmě také nežádoucí. Pevnost jednotlivých spojů zajistí, že se složený svislý nosník bude ve výsledku chovat jako jedna součást což je důležité z hlediska tuhosti celé soustavy.

4.3.4.1. Zajištění přesné polohy dílů

Pro zajištění přesné polohy jednotlivých segmentů vůči sobě se nabízelo mnoho možností, jelikož jsem byl limitován prakticky pouze výrobními technologiemi. Z hlediska přesnosti obrábění na CNC strojích se nabízí možnost využít obrobených tvarových ploch pro přesné usazení spojovaných součástí. Takovéto řešení by bylo možné za předpokladu použití odlišných materiálů pro spojovací části, které by zároveň měly vhodné třecí vlastnosti. Z těchto důvodů by se výroba spojovacích částí výrazně prodražovala už z pohledu delších výrobních časů, ale také nákladů na materiál. V praxi se velmi často používá pro přesné pozicování, například technologických palet ve výrobních linkách, pozičních jednotek se zdvihem. V principu technologická paleta přijede po dopravníku na dané technologické stanoviště, kde se pomocí stoperu zastaví. K vyrovnání palety do přesné pozice vůči technologickým nástrojům dochází pomocí výsuvu poziční jednotky, na které jsou umístěné středící čepy. V paletě jsou díry s přesnými vodícími pouzdry,

do kterých se při výsuvu této jednotky zasunou středící čepy a tím dojde k vyrovnání palety do požadované polohy. Obrovskou výhodou tohoto řešení je přesnost polohování, která může být až $\pm 0,03$ mm, což je vzhledem k vůli mezi kolečkem a drážkou profilu dostačující. Kromě toho je také velmi jednoduchá výroba těchto komponent, jelikož se do jednoho ze spojovacích dílů vyvrtají pouze díry pro čepy a do druhého díry pro pouzdra. Čepy a pouzdra jsou běžně dostupné a normalizované strojní součásti. Tyto díly jsou vyráběny nejčastěji z nástrojové oceli a jsou následně kalené a poté černěné, což je chemická povrchová úprava zvyšující odolnost proti korozi. Důležité plochy jsou nakonec broušené s drsností $Ra = 0,8 \mu\text{m}$, ale touto dokončovací operací se odstraní černěná vrstva. Vzhledem ke zvýšené vlhkosti prostředí bude důležité na zmíněné broušené plochy čepů a pouzder v pravidelných servisních intervalech nanášet tukový film, aby se co nejvíce zamezilo vzniku koroze. V konečném srovnání s předchozí variantou vychází použití pozičních čepů s pouzdry také levněji. Z těchto důvodů jsem se rozhodl využít osvědčeného principu pozicování dílů vůči sobě pomocí čepů a pouzder.

Na obrázku 52 je vidět konstrukce spojovacích částí, které jsou přišroubovány k profilu středové části. V profilu jsou připravené díry o průměru 7,3 mm viz obrázek 45 a dají se tedy využít pro vyřezání metrického závitu M8. Průměr díry je menší, než malý průměr závitu M8 s hrubou roztečí a jeho únosnost bude tedy menší což se vykompenzuje použitím všech připravených děr pro šrouby. Spojovací části se vůči profilu budou středit za vnitřní plochy profilu, které ale nejsou v katalogu výrobce tolerované. Proto bude muset technolog využít části profilu jako předlohy pro jejich výrobu. V jedné ze spojovacích částí je nalisované středící pouzdro a ve druhé středící čep. Při návrhu dílů jsem také dbal na možnost výměny těchto dílů například po shledání jejich výrazného opotřebení. Proto jsem spojovací části nechal opatřit otvory, které slouží montérům k vytlučení středících prvků.



Obrázek 52. Konstrukce spojovacích částí a jejich středění vůči sobě

Dále jsem se také zamyslel nad ukazatelem opotřebení středících prvků, aby bylo možné určit, jestli je nutné zajistit jejich výměnu či nikoli. Za tímto účelem mě napadla myšlenka využít jemného gravírování na stranách spojovacích částí při jejich výrobě. Pomocí toho by se dala přibližně určit maximální odchylka pozice těchto dílů vůči sobě a na základě toho se rozhodnout, jestli je nutná výměna středících prvků.

4.3.4.2. Návrh spoje

Stěžejním vliv na tuhost svislého nosníku má právě spoj mezi jeho jednotlivými částmi, který musí být pevný, ale zároveň pro obsluhu lehce realizovatelný. Kromě toho chceme zajistit, pokud možno co nejmenší pravděpodobnost vniku cizích předmětů do vnitřních částí kolektoru. Proto by měl být spoj realizovaný, tak aby při spojování nebo při manipulaci s jednotlivými částmi byla minimalizována možnost uvolnění některého z dílů spoje. V systému hliníkových profilů, který jsem vyžil i pro volbu středové části svislého nosníku, se používá příslušenství pro realizování spojů sloužících pro prodlužování profilů. Některé z těchto spojů by bylo možné využít i v případě mnou řešeného problému.

Spojování profilů pomocí T-lišt

Jednou z možností je využití spojovacích T-lišt viz obrázek 54 což jsou zjednodušeně řečeno prodloužené kameny, které slouží jako matice do drážky profilu. Tyto lišty se vyrábějí buď v metráži, kdy si zákazník může lištu uříznout podle požadovaných délek nebo jako předem opracované díly typizovaných délek. Nevýhodou použití lišt v metráži je, že díry se závity si v liště musí zákazník dodělat sám. Toto řeší lišty typizovaných délek, které mají díry se závity již z výroby viz obrázek 53. Spoj je realizován nasunutím lišty do drážky profilu mezi spojované profily a následně pomocí šroubových spojů dojde ke stažení lišty ke spojovaným profilům. Díky tomu vznikne velmi pevný spoj, který zajistí, že se spojené profily chovají téměř jako jedna součást. Z hlediska namáhání je tento spoj vhodný spíše pro přenos ohybových napětí a tečných napětí od krutu. V mém případě je spoj svislého nosníku zatížen v ose profilu vlastní tíhou spojovaných součástí a silou od hmotností konstrukce rotačních os manipulátoru. To znamená, že únosnost tohoto spoje ve směru profilu je dána třecími silami mezi profilem a lištou. Vzhledem k tomu, že v tomto směru není profil nijak zajištěn proti jeho vysunutí z lišty a spoj závisí pouze na dostatečném utahení šroubů, toto řešení není vhodné pro tento směr zatížení. Další nevýhodou spoje je výrazné opotřebování dosedacích ploch pod podložkami šroubů při častém povolování a utahování šroubů, které může vést i k vydrolení eloxované vrstvy. Dále se snažím navrhnout spoj tak, aby se minimalizovala šance vniku cizích předmětů do vnitřních prostor kolektoru a při manipulaci se šrouby a podložkami, které nejsou žádným způsobem zajištěné je tato pravděpodobnost poměrně vysoká. Proto je pro můj případ takové řešení nevhodné.



Obrázek 53. Spojovací lišta [21]



Obrázek 54. Uložení lišty v drážce profilu [21]

Spojování profilů pomocí destičkových spojek

Dalším běžně dostupným spojovacím prvkem je destičková spojka viz obrázek 55, pomocí které lze profily velmi elegantně spojit. Ta ovšem funguje na odlišném principu než předchozí varianta. Každá z desek je pomocí šroubového spoje nejprve připevněna k příslušným profilům a vystředěna do určité polohy za pomoci osazení, která zapadají do drážek uvnitř profilu. Následně se obě desky přiloží k sobě a pomocí tvarových výřezů a vnějšího osazení se ustaví do přesné pozice vůči sobě. V další fázi se do příslušných děr jedné z destiček vloží matice a do druhé šrouby, přes které se spoj stáhne. Drážka profilu je pro tyto typy spojů uzpůsobená a díky jejímu tvaru dovolí otočení klíče při utahování vždy o 60°. Z tohoto důvodu se jako šrouby v těchto případech používají nejčastěji šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem a pro spoje, u kterých se požaduje vyšší hodnota předpětí vyvozena utahovacím momentem se potom používají šrouby s drážkou torx. Z konstrukce tohoto spojovacího prvku je patrné, že oproti předešlému případu je vhodné jeho použití, pokud přenášená síla působí v ose profilu a méně výhodná pro přenos ohybového napětí. Z tohoto pohledu je výhodné použít obdobný spoj pro řešení mého problému, ale stejně jako v předešlém případě jednotlivé komponenty nejsou nijak zajištěné a při realizaci spoje může dojít k uvolnění některé z komponent, která by mohla spadnout do vnitřních prostor kolektoru.



Obrázek 55. Destičková spojka [22]

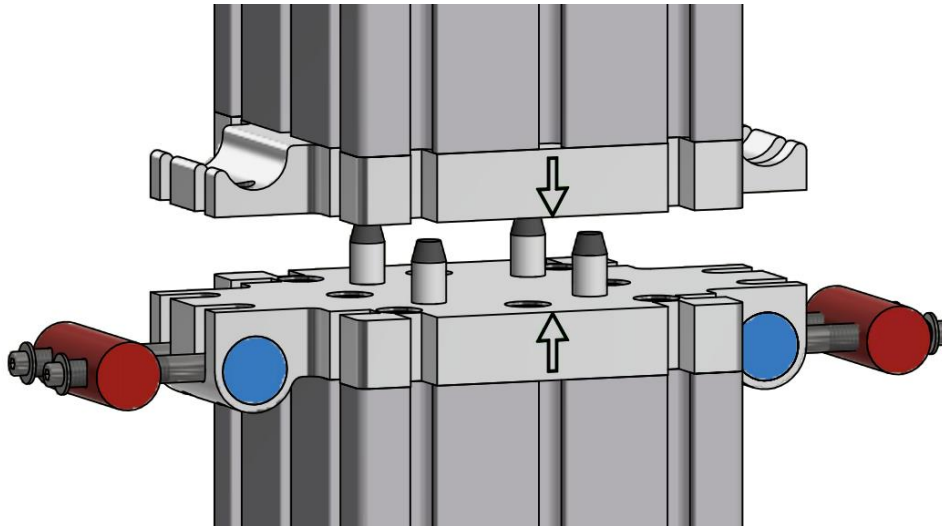


Obrázek 56. Spojení profilů pomocí destičkové spojky [22]

V předchozí části jsem navrhl systém pro zajištění přesné polohy jednotlivých profilů vůči sobě pomocí středících čepů a pouzder. Proto při návrhu samotného spoje už tuto podmínku nemusím zohledňovat. Z rešerše používaných spojů za účelem prodlužování profilů z hliníkových slitin se mi z hlediska přenášené síly v ose profilu jeví vhodnější varianta s destičkovou spojkou, která je ale konstrukčně složitější, a přesto nezajišťuje veškeré funkce, které bych od tohoto spoje požadoval. Vzhledem k tomu, že pro konstrukci středících částí je využita frézovaná deska jako základna, do které jsou lisovány středící prvky, jeví se výhodné tuto desku využít právě i jako základnu pro tento spoj. Všechny důležité konstrukční prvky budou díky tomu umístěné na společné základně, která sice bude složitější na výrobu, ale sníží se počet součástí určených k výrobě. Aby se zajistilo správné předpětí spojovaných součástí, bude nutné šroubové spoje utahovat pomocí momentového klíče. Jeho rozměry je tedy nutné při návrhu také zohlednit, a proto šroubový spoj nemůže být umístěný v drážce profilu jako je tomu u destičkové spojky viz obrázek 50. U té se totiž počítá s utahováním šroubových spojů pomocí klasického imbusového klíče, který má velmi kompaktní rozměry. Kromě toho je důležité navrhnout konstrukci tak, aby při realizaci spoje nebo při manipulaci s jednotlivými díly byly veškeré komponenty zajištěné proti uvolnění.

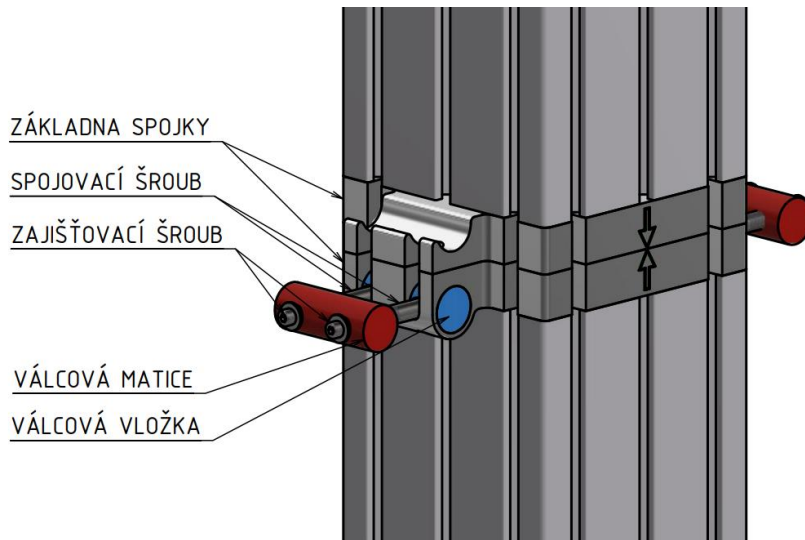
Návrh spojování jednotlivých částí svislého nosníku

Při návrhu spoje jsem myslel hlavně na jednoduchost realizace tohoto spoje obsluhou manipulátoru a z několika návrhů, které jsem měl možnost si zkonstruovat, jsem nakonec vybral variantu viz obrázek 57.



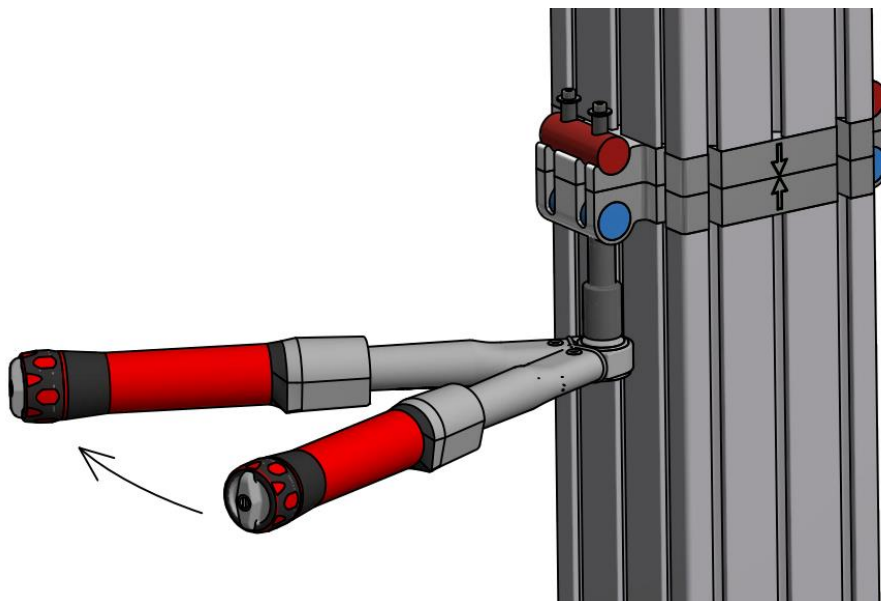
Obrázek 57. Výsledný koncept spojovacích segmentů svislého nosníku

V dolní základně je vyroben otvor pro válcovou vložku, která má v sobě zhloubení pro šroub s válcovou hlavou. Aby bylo možné šroub do ní vložit a poté ho také utáhnout, je ve spodní části za tímto účel vyfrézovaná díra s průměrem větším, než je průměr hlavy šroubu. Výřezy v bočních stěnách základny umožňují vyklopení spojovacích šroubů v rozsahu 0° až 90°, což jsou pozice dvou základních poloh spojky. Po našroubování šroubu do válcové matice stále není pojištěna možnost uvolnění některé z komponent. Za tímto účelem jsou v koncích spojovacích šroubů vyrobené díry se závitem, do kterých se zašroubuje zajišťovací šroub. Podložka umístěná pod hlavou zajišťovacího šroubu má větší průměr, než je malý průměr matice a díky tomu je spojovací šroub zajištěn proti vyšroubování. Zajišťovací šroub je pro případ jeho uvolnění vlivem vibrací také pojištěn pomocí lepidla na závitové spoje Loctite 243. Díky tomu nemůže dojít k uvolnění některého ze spojovacích dílů. Spojovací část se symetricky nachází na protilehlých stranách základny spojky a operátor tedy pro realizaci spoje musí pomocí momentového klíče utáhnou 4 šrouby. Při utahování musí operátor dodržovat zásady pro utahování šroubových polí a jednotlivé šrouby utahovat křížem. Takovýto spoj je poměrně jednoduše realizovatelný a splňuje všechny na něj kladené požadavky.



Obrázek 58. Prvky sloužící k realizaci spoje jednotlivých částí svislého nosníku

Pro lepší představu je na obrázku 59 vyobrazena situace, kdy operátor používá momentový klíč za účelem utažení šroubů spojky a tím vyvození předpětí mezi spojovanými částmi. Vzhledem k rozměrům momentového klíče musela být konstrukce spojky značně prodloužena, aby bylo možné spoj realizovat. Díky použití vedení pouze v rozích jsem si mohl dovolit spojovací část co nejvíce rozšířit a tím zajistit větší stykovou plochu mezi válcovými segmenty a základnou, což zajistí snížení měrných tlaků mezi těmito díly. Pro následný návrh spojovacích šroubů je nutné zjistit celkovou hmotnost svislého nosníku včetně hmotnosti konstrukce rotačních os. K tomu se dále musí zohlednit hmotnost přívodních kabelů k pohonům rotačních os, které budou připevněné na bočních stranách svislého nosníku a také hmotnost dílů, které budou určeny k pohonu svislého posuvu. Jejich hmotnosti v této fázi projektu zatím neznám, a tedy budu je brát pouze odhadem a při návrhu spojovacích šroubů použiji zvýšenou míru bezpečnosti.



Obrázek 59. Utahování spoje pomocí momentového klíče

Nejvíce namáhaný bude spoj poslední části, a proto šroubový spoj budu dimenzovat pro tento případ. Z hlediska namáhání se jedná o předepjatý šroubový spoj zatížený klidnou silou od hmotností jednotlivých dílů. Utahováním šroubu pomocí momentového klíče se začnou spojované části k sobě stlačovat a šroub se pod zatížením začne prodlužovat. Tímto způsobem vznikne ve šroubu osová síla, která se nazývá předpětí. Tato síla je ve šroubu vyvozena ještě před zavedením provozního zatížení, a proto se tento typ spoje nazývá předepjatý. Předpětí je do šroubového spoje vnášeno za účelem zaručit silový styk spojovaných součástí. Při špatně navrženém předpětí může dojít k odlehnutí spojovaných ploch od sebe a tím vznikají ve spoji netěsnosti. Volba předpětí je závislá na typu a velikosti zatížení působící na šroubový spoj a určuje se na základě volby součinitele kompaktnosti, respektive těsnosti spoje. V mém případě je šroub zatížen stálou silou, a proto volím součinitel provozního předpětí $q_z = 1,3$. Vzhledem ke stále neznámé hmotnosti některých prvků viz výše volím součinitel bezpečnosti $k = 1,5$. Vliv ohybového namáhání šroubu zanedbávám. Ostatní důležité parametry pro návrh předepjatého spoje jsou vypsány níže.

- Hmotnost svíslého nosníku $m_{sn} = 68 \text{ kg}$
- Hmotnost konstrukce rotačních os $m_{ro} = 8 \text{ kg}$
- Přibližná hmotnost přívodních kabelů a prvků pojezdu $m_o = 15 \text{ kg}$
- Počet šroubů ve šroubovém poli $n_s = 4$
- Součinitel provozního předpětí $q_z = 1,3$
- Součinitel bezpečnosti $k_{min} = 1,5$
- Vliv krutu (předepínání) $k_\chi = 1,2$
- Součinitel tření mezi závity (ocel-ocel) $f = 0,15$
- Součinitel tření pod hlavou šroubu $f_h = 0,15$
- Rozdíl montážní a provozní teploty $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Materiál spojovaných desek-slitina hliníku EN AW 6063 (AlMg0,7Si), ve stavu T6. [38]

- Mez pevnosti v tahu $R_m = 200 \text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu $R_{p0,2} = \sigma_k = 170 \text{ N/mm}^2$
- Modul pružnosti v tahu $E = 7 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$
- Součinitel teplotní roztažnosti $\alpha_2 = 23,1 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

Materiál válcové matice a vložky-austenitická korozi-vzdorná ocel X5CrNi18-10 [37]

- Mez pevnosti v tahu $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu $R_{p0,2} = \sigma_k = 190 \text{ N/mm}^2$
- Modul pružnosti v tahu $E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
- Dovolený tlak $p_D = 630 \text{ MPa}$
- Součinitel teplotní roztažnosti $\alpha_1 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

Jako spojovací šrouby volím nerezové šrouby dle DIN 912/A2-70

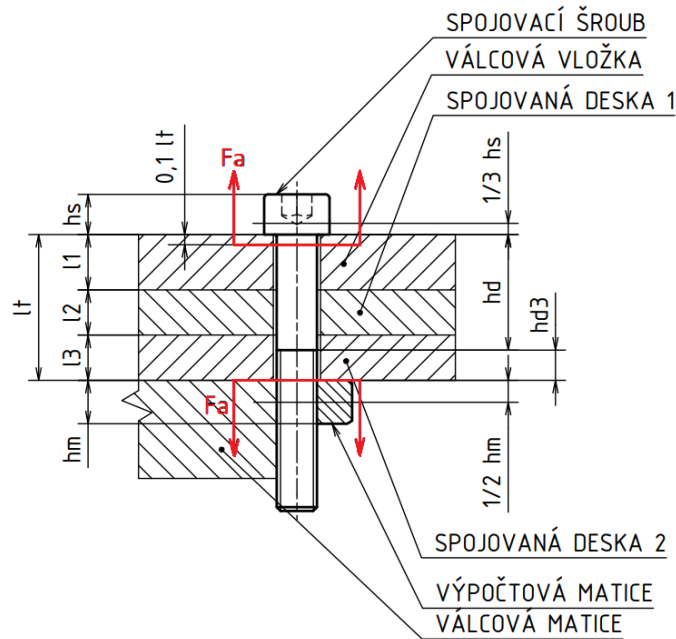
- Mez pevnosti v tahu $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu $R_{p0,2} = \sigma_k = 450 \text{ N/mm}^2$
- Modul pružnosti v tahu $E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
- Součinitel teplotní roztažnosti $\alpha_s = 16 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

Pro následný návrh jsem vytvořil zjednodušené schéma šroubového spoje, na kterém jsem si ověřil základní znalosti pro návrh předepjatých spojů. Ve výpočtu již zohledňuji vliv provozní teploty a další parametry jako je například vliv sednutí spoje trvalou plastickou deformací. Pro ověření analytických výpočtu spojovacích šroubů byl dále proveden výpočet v softwaru MitCalc. Pro výpočet je nutné nejprve vypočítat sílu F_a , působící v ose šroubu.

$$F_a = \frac{F_c}{n_s} = \frac{(m_{sn} + m_{ro} + m_o) \cdot g}{n_s} = \frac{(68 + 8 + 15) \cdot 9,81}{4} = 223 \text{ N} \quad (25)$$

Na obrázku 60 je zakreslený zjednodušený řešený problém návrhu předepjatého spoje s výčtem všech důležitých rozměrů. Volba jednotlivých rozměrů byla závislá na koncepčním návrhu spoje a na mnoha zjednodušeních daných odbornou literaturou.

- Tloušťka vložky z korozivzdorné oceli $l_1 = 10 \text{ mm}$
- Tloušťka desky z hliníkové slitiny $l_2 = l_3 = 8 \text{ mm}$
- Tloušťka spojovaných desek $l_t = l_1 + l_2 + l_3 = 26 \text{ mm}$
- Výška hlavy šroubu $h_s = 8 \text{ mm}$
- Výška válcové matice $h_m = 6,5 \text{ mm}$
- Délka dřívku šroubu $h_d = 20 \text{ mm}$
- Délka závitové části šroubu mezi deskami $h_{d3} = 6 \text{ mm}$
- Vnější průměr hlavy šroubu $D_H = 13 \text{ mm}$
- Průměr díry pro šroub $D_D = 8,4 \text{ mm}$



Obrázek 60. Nákres řešeného předepjatého spoje

Návrhové výpočty

Nyní známe všechny důležité parametry pro předběžný návrh průměru spojovacích šroubů. V následující rovnici se kromě působící síly již zohledňuje vliv předpětí, které je dáno součinitelem provozního předpětí q_z .

$$\begin{aligned}
 \frac{F_h}{S_3'} &\leq \frac{\sigma_k}{k_\chi \cdot k_{min} \cdot (1 + q_z)} \rightarrow d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a \cdot k_\chi \cdot k_{min} \cdot (1 + q_z)}{\pi \cdot \sigma_{kt}}} & (26) \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 223 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot (1 + 1,3)}{\pi \cdot 450}} = 1,62 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Vzhledem k vypočtenému minimálnímu průměru spojovacího šroubu by bylo vhodné zvolit šroub M3x0,5–6g. Ovšem tento návrhový výpočet nezohledňuje vliv teploty a vliv ztráty předpětí způsobeného sednutím spoje. Tyto parametry silně ovlivňují minimální předpětí spoje, a proto pro následné výpočty volím šroub M8x1,25–6g s parametry:

- $P = 1,25 \text{ mm}$
- $d_d = 8 \text{ mm}$
- $d_1 = 6,647 \text{ mm}$
- $d_3 = 6,466 \text{ mm}$
- $H_1 = \frac{d - d_3}{2} = \frac{8 - 6,466}{2} = 0,767 \text{ mm}$

Výpočet úhlu stoupání závitu γ :

$$\operatorname{tg}(\gamma) = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,17^\circ \quad (27)$$

Výpočet úhlu boku profilu závitu β_n :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_n &= \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma \rightarrow \beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) \\ &= \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 3,17^\circ) = 29,962^\circ \end{aligned} \quad (28)$$

Výpočet třecího úhlu φ' :

$$\operatorname{tg} \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} \rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \beta_n}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,15}{\cos 29,962^\circ}\right) = 9,82^\circ \quad (29)$$

Tuhost spojovacího šroubu

Pro návrh předepjatého spoje je také důležité určení tuhosti šroubu a tuhosti spojovaných desek. Tuhost spojovacího šroubu se určí ze znalosti průměrů šroubu, délek jednotlivých částí a modulu pružnosti šroubu.

Pro přesnější výpočet tuhosti spojovacích šroubů je nutné zohlednit skutečnost, že kromě prodloužení dřívku je třeba uvažovat stlačení určité části hlavy šroubu a matice včetně deformace závitové části šroubu. Z tohoto důvodu počítám tuhost spojovacího šroubu s upravenými délkami jednotlivých částí. Zohlednění stlačení části hlavy šroubu je počítáno teoretickým prodloužením dřívku o hodnotu $\frac{1}{3}h_s$ (výšky hlavy šroubu). Zohlednění stlačení matice a deformace závitu je počítáno prodloužením závitové části šroubu o hodnotu $\frac{1}{2}h_m$ (výšky matice). Výška matice se bere jako teoretická výška matice jako by se jednalo o spoj šroubu a matice, přestože v mém případě řeším spoj, kde je šroub zašroubovaný přímo do desky viz obrázek 60. [23]

Tuhost spojovacího šroubu C_s :

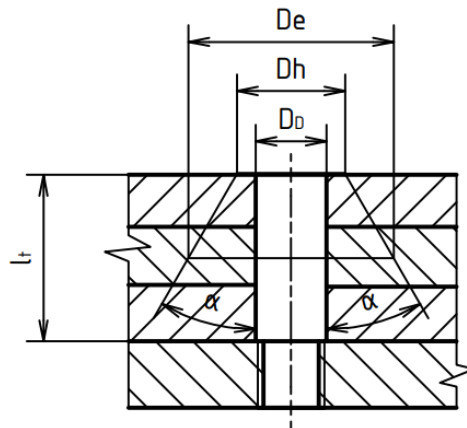
$$\begin{aligned} \frac{1}{C_s} &= \frac{1}{E} \sum_{i=1}^2 \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^2 \frac{l_i}{\frac{\pi \cdot d_i^2}{4}} = \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{h_d + \frac{1}{3} \cdot h_s}{\frac{\pi \cdot d_d^2}{4}} + \frac{h_{d3} + \frac{1}{2} \cdot h_m}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right) \\ &= \frac{1}{2 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{20 + \frac{1}{3} \cdot 8}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} + \frac{6 + \frac{1}{2} \cdot 6,5}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \right) = 3,66 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned} \quad (30)$$

Převrácená hodnota nám dá tuhost spojovacího šroubu, tedy $C_s = 273224 \text{ N/mm}$.

Tuhost spojovaného materiálu

Určení tuhosti spojovaných desek je mnohem složitější, oproti určení tuhosti spojovacích šroubů. Přestože spojovaný materiál nejsou přímo rovinné desky a průřez materiálu také není zcela vyplněný kvůli výřezu pro spojovací šroub, v rámci zjednodušení

výpočtů tyto aspekty zanedbávám. Tuhost spojovaného materiálu lze vypočítat pomocí tzv. teorie náhradní Rötšcherovy trubky. Zjednodušeně se dá počítat, že vnější průměr náhradní Rötšcherovy trubky je přibližně roven dvojnásobku průměrů šroubu, tedy $D_e = 2 \cdot d$. Výpočet tuhosti spojovaného materiálu pomocí tohoto zjednodušení se velmi liší od reálných tuhostí měřených nejčastěji experimentálně. Pro případ viz obrázek 60 lze určit oblast výrazně zasaženou napjatostí prostřednictvím komolého kužele vycházejícího z vnějšího průměru hlavy šroubu a svírajícího úhel α viz obrázek 61. Experimentálně bylo zjištěno, že pro výpočet tuhosti spojovaného materiálu je vhodné volit úhel α prostřednictvím $\tan \alpha$, jehož hodnota se doporučuje volit v rozmezí $\tan \alpha = 0,2$ až $0,5$. Proto pro výpočet tuhosti spojovaného materiálu volím úhel $\alpha = 30^\circ$. [23]



Obrázek 61. Nákres pro výpočet průměru náhradní Rötšcherovy trubky

Vnější průměr Rötšcherovy trubky D_e se poté vypočítá jako:

$$D_e = D_H + l_t \cdot \tan \alpha = 13 + 26 \cdot \tan 30^\circ = 28 \text{ mm} \quad (31)$$

Mezikruhová plocha náhradní Rötšcherovy trubky S_T :

$$S_T = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_D^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (28^2 - 8,4^2)}{4} = 560,3 \text{ mm}^2 \quad (32)$$

Musí se brát v úvahu rozdílné materiály desek, a tedy také jejich rozdílné moduly pružnosti. Výsledná tuhost náhradní Rötšcherovy trubky C_T bude dána vztahem:

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_p} &= \sum_{i=1}^3 \frac{l_{di}}{E_i \cdot S_T} = \frac{l_1}{E_1 \cdot S_T} + \frac{l_2}{E_2 \cdot S_T} + \frac{l_3}{E_3 \cdot S_T} \\ &= \frac{10}{2 \cdot 10^5 \cdot 560,3} + 2 \cdot \frac{8}{7 \cdot 10^4 \cdot 560,5} = 4,972 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N} \end{aligned} \quad (33)$$

Převrácená hodnota nám dá tuhost spojovaného materiálu, tedy $C_p = 2011263,1 \text{ N/mm}$.

Tuhosti částí přitěžovaných a odlehčovaných

Výslednou tuhost částí přitěžovaných a odlehčovaných lze určit pomocí zohlednění vzdálenosti působíště provozní síly od hlavy šroubu, kterou je možné dle odborné literatury přibližně volit jako $\frac{1}{10}$ celkové tloušťky spojovaných desek l_t viz obrázek 60. [24]

Tuhost části vrchní desky, na kterou doléhá hlava šroubu o délce $\frac{1}{10} l_t$:

$$C_{pa} = \frac{E_1 \cdot S_T}{0,1 \cdot l_t} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 560,3}{0,1 \cdot 26} = 43100000 \text{ Nmm} \quad (34)$$

Výsledná tuhost částí přitěžovaných C_1 :

$$C_1 = \frac{1}{C_s} + \frac{1}{C_{pa}} = \frac{1}{273224} + \frac{1}{43100000} = 3,683 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \quad (35)$$

Převrácená hodnota nám dá výslednou tuhost částí přitěžovaných, tedy $C_1 = 271517,8 \text{ N/mm}$.

Výsledná tuhost částí odlehčovaných C_2 :

$$\frac{1}{C_2} = \frac{l_1 - 0,1 \cdot l_t}{E_1 \cdot S_T} + \frac{l_2}{E_2 \cdot S_T} + \frac{l_3}{E_3 \cdot S_T} = \frac{10 - 0,1 \cdot 26}{2 \cdot 10^5 \cdot 560,3} + 2 \cdot \frac{8}{7 \cdot 10^4 \cdot 560,5} \quad (36)$$

$$= 4,738 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

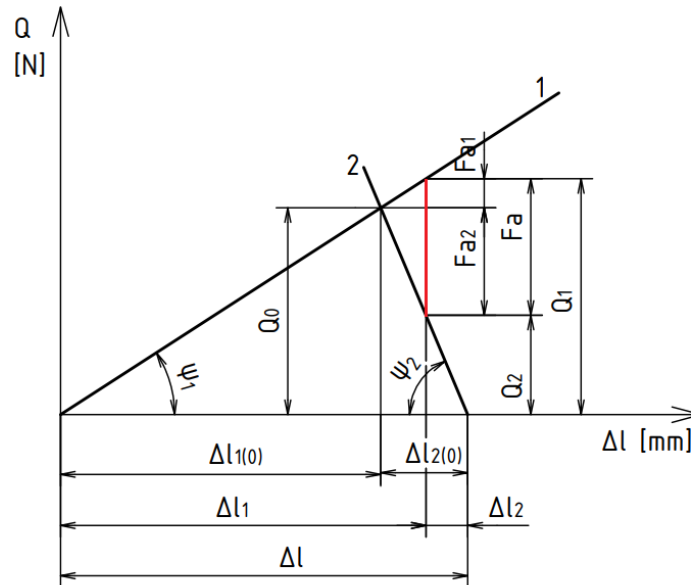
Převrácená hodnota nám dá výslednou tuhost částí odlehčovaných, tedy $C_2 = 2110595,2 \text{ N/mm}$.

Základní silové účinky ve šroubovém spoji

Základní silové účinky na šroubový spoj lze určit na základě znalostí Rötšcherova diagramu viz obrázek 62, kde hodnoty úhlů ψ_1 a ψ_2 se vypočítají ze znalosti tuhostí částí přitěžovaných a odlehčovaných jako $C_i = \tan \psi_i$. Hodnota minimálního montážního předpětí je dána rovnicí 37, která se vypočítá na základě znalostí tuhostí částí přitěžovaných C_1 a odlehčovaných C_2 a na základě volby součinitele provozního předpětí q_z .

Stanovení minimálního montážního předpětí Q_0 (bez zohlednění ztráty předpětí):

$$Q_0 = \left(q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_a = \left(1,3 + \frac{2110595,2}{271517,8 + 2110595,2} \right) \cdot 223 = 487 \text{ N} \quad (37)$$



Obrázek 62. Rötscherův diagram pro výpočet základních silových účinků [23]

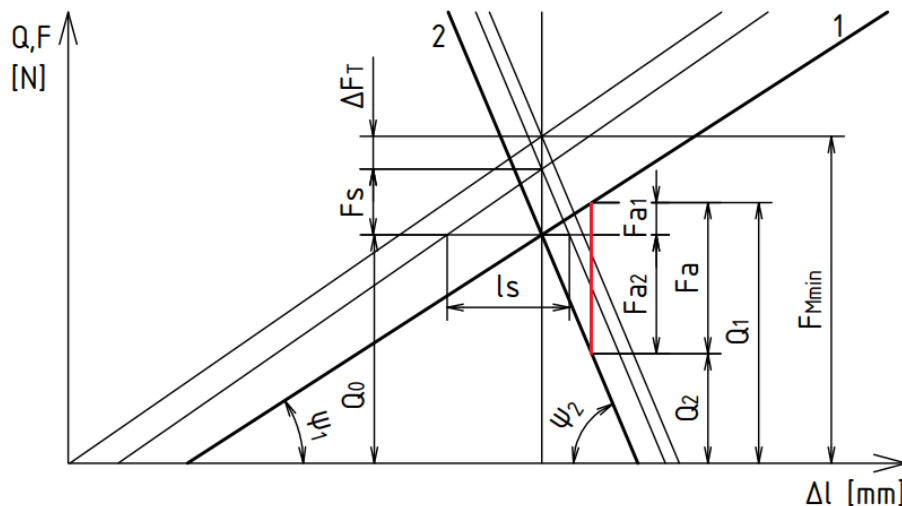
Provozní zatížení spoje F_a se rozdělí v určitém poměru tuhostí na složku přitěžující spojovací šroub F_{a1} a na složku odlehčující spojovaný materiál F_{a2} :

$$F_{a1} = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_a = \frac{271517,8}{271517,8 + 2110595,2} \cdot 223 = 23,4 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{a2} = \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_a = \frac{2110595,2}{271517,8 + 2110595,2} \cdot 223 = 197,6 \text{ N} \quad (39)$$

Ztráta předpětí

V rámci několika hodin po utažení spoje začíná docházet ke ztrátě předpětí v důsledku trvalých plastických deformací spojovaného materiálu a spojovacího šroubu, nebo vlivem rozdílu mezi provozní a montážní teplotou. Pokud dojde ve spoji ke ztrátě předpětí může tento problém způsobit případnou netěsnost nebo nekompaktnost spoje. Na obrázku 63 je znázorněn problém ztráty předpětí řešený v Rötscherově diagramu.



Obrázek 63. Rötscherův diagram se zakresleným vlivem ztráty předpětí [26]

V diagramu je zohledněna také ztráta předpětí vlivem sednutí spoje l_s a změna předpětí daná rozdílnou provozní a montážní teplotou ΔT , o které se předběžně vypočítané předpětí spoje Q_0 musí snížit či navýšit.

Minimální montážní síla F_{Mmin} je poté dána rovnicí:

$$F_{Mmin} = Q_0 + F_s + \Delta F_T \quad (40)$$

kde F_s je ztráta předpětí vlivem a ΔF_T je ztráta předpětí vlivem rozdílné montážní a provozní teploty. Kromě těchto vlivů je dále nutné zohlednit způsob utahování spoje, kdy v mém případě je spoj utahovaný pomocí momentového klíče. Tuto skutečnost zohledňuje součinitel utahování α_A , který dává do poměru horní a spodní hranici přípustného montážního předpětí. Pro můj případ utahování pomocí momentového klíče nabývá tento součinitel hodnoty $\alpha_A = 1,6$ až 2 podle normy VDI 2230. Pro výpočet volím součinitel utahování $\alpha_A = 1,8$.

$$\alpha_A = \frac{F_{Mmax}}{F_{Mmin}} \quad (41)$$

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} \quad (42)$$

Ztráta předpětí vlivem sednutí spoje

Za provozu dochází v předepjatém šroubovém spoji ke ztrátě předpětí vlivem sednutí spoje. Toto sednutí je dáno hodnotou trvalé plastické deformace, kterou lze určit experimentálně. Pokud nejsou tyto hodnoty známy, lze vycházet z tabulkových hodnot viz tabulka 2, kde se zohledňuje drsnost povrchů spojovaných desek, počet spár a typ zatížení. Deformace vlivem sednutí spoje způsobuje pozvolné klesání předpětí spoje za provozu, které může způsobit případnou nekompaktnost spoje. [25]

Drsnost povrchu spojovaných součástí volím $R_a \leq 3,2$ a spoj obsahuje 4 dělicí spáry. Dle tabulky 2. tedy volím hodnotu sednutí spoje $l_s = 0,014$ mm.

Tabulka 2. Hodnoty trvalé plastické deformace (spoj namáhaný tahem/tlakem) [25]

Počet dělicích spár	Drsnost spár	
	$R_a \geq 6,3$	$R_a \leq 3,2$
2	0,013 mm	0,010 mm
3	0,016 mm	0,012 mm
4	0,020 mm	0,014 mm
5	0,025 mm	0,016 mm
6	0,030 mm	0,018 mm

$$F_s = \frac{l_s}{\delta_s + \delta_p} = l_s \cdot \left(\frac{C_s \cdot C_p}{C_s + C_p} \right) = 0,014 \cdot \left(\frac{273224 \cdot 2011263,1}{273224 + 2011263,1} \right) = 3368 \text{ N} \quad (43)$$

Změna předpětí vlivem rozdílné montážní a provozní teploty

S rozdílnou montážní a provozní teplotou se u šroubových spojů v praxi setkáváme velmi často a rozdíl těchto teplot může také ovlivnit provozní předpětí spoje. Dle normy VDI 2230 lze ztrátu předpětí způsobenou změnou teploty vypočítat pomocí rovnice 44. [26]

$$\Delta F_T = \frac{l_t \cdot (\alpha_s \cdot \Delta T - \alpha_p \cdot \Delta T)}{\delta_p \cdot \frac{E_{p20^\circ\text{C}}}{E_{pt}} + \delta_s \cdot \frac{E_{s20^\circ\text{C}}}{E_{st}}} \quad (44)$$

kde l_t je tloušťka spojovaných desek, α_s resp. α_p je teplotní roztažnost materiálu šroubu, resp. materiálu spojovaných desek, ΔT je rozdíl montážní a provozní teploty, $E_{p20^\circ\text{C}}$, resp. $E_{s20^\circ\text{C}}$ je modul pružnosti šroubu, respektive spojovaných desek při teplotě 20°C , E_{pt} resp. E_{st} je modul pružnosti šroubu, resp. spojovaných desek při provozní teplotě a δ_i jsou deformace těchto částí. Pro případy, kdy rozdíl montážní a provozní teploty nepřesahuje 100°C lze rovnici zjednodušit, tak že se moduly pružnosti a součinitele teplotní roztažnosti mohou považovat za konstanty a rovnice přejde do tvaru viz rovnice 45.

$$\Delta F_T = \frac{l_t \cdot \Delta T \cdot (\alpha_s - \alpha_p)}{\delta_p + \delta_s} = l_t \cdot \Delta T \cdot (\alpha_s - \alpha_p) \cdot \left(\frac{C_s \cdot C_p}{C_s + C_p} \right) \quad (45)$$

Tato rovnice by byla použitelná pouze pokud by spojovaný materiál byl tvořen deskami ze stejných materiálů, ale v mém případě je nutné zohlednit rozdílné spojované materiály, a tedy změna předpětí vlivem rozdílné montážní a provozní teploty se vypočítá:

$$\begin{aligned} \Delta F_T &= \Delta T \cdot [l_t \cdot \alpha_s - l_1 \cdot \alpha_1 - (l_2 + l_3) \cdot \alpha_2] \cdot \left(\frac{C_s \cdot C_p}{C_s + C_p} \right) & (46) \\ &= 20 \cdot [26 \cdot 16 \cdot 10^{-6} - 10 \cdot 16 \cdot 10^{-6} - (8 + 8) \cdot 23,1 \\ &\quad \cdot 10^{-6}] \cdot \left(\frac{273224 \cdot 2011263,1}{273224 + 2011263,1} \right) = -546,5 \text{ N} \end{aligned}$$

Z rovnice 46 dále vyplývá, že změna předpětí vlivem teploty přispívá k zavedenému montážnímu předpětí, a tedy spoj v provozním stavu přitěžuje. To je dáno větší změnou rozměrů spojovaných součástí vlivem změny teploty oproti spojovacímu šroubu.

Silové poměry spoje v montážním stavu

Pro následnou kontrolu spoje v montážním stavu je nutné určit výsledné silové poměry viz obrázky 63. Dle rovnice 40 vypočítám výsledné minimální montážní předpětí spoje.

$$F_{Mmin} = Q_0 + F_s + \Delta F_T = 487 + 3368 - 546,5 = 3308,5 \text{ N} \quad (47)$$

Při utahování musí utahovací moment překonat třecí moment pod hlavou šroubu a třecí moment v závitě.

Třecí moment v závitě se vypočítá:

$$\begin{aligned} M_{zmmmin} &= F_{Mmin} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = 3308,5 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \text{tg}(3,17^\circ + 9,82^\circ) & (48) \\ &= 2743 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Součinitel tření pod hlavou šroubu se vypočítá:

$$M_{thmin} = F_{Mmin} \cdot f_h \cdot \rho_h = 3308,5 \cdot 0,15 \cdot \frac{10,7}{2} = 2655 \text{ Nmm} \quad (49)$$

Výsledný minimální utahovací moment při montáži je dán vztahem:

$$M_{Mmin} = M_{zmmmin} + M_{thmin} = 2,74 + 2,66 = 5,4 \text{ Nm} \quad (50)$$

Utahování pomocí momentového klíče není zcela přesné a ve spoji může vzniknout montážní předpětí větší což je dáno součinitelem utahování viz rovnice 41.

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} = 1,8 \cdot 3308,5 = 5955,3 \text{ N} \quad (51)$$

Obdobným způsobem viz rovnice 48 a 49 se dopočítají silové poměry ve spoji pro maximální montážní předpětí a pomocí výsledných hodnot určím maximální možný utahovací moment viz rovnice 52.

$$M_{Mmax} = M_{zmmmax} + M_{thmax} = 5,94 + 4,78 = 10,72 \text{ Nm} \quad (52)$$

Pro utažení tohoto šroubového spoje volím utahovací moment $M_M = 8 \text{ Nm}$, který bude také předepsaný v montážním manuálu.

Silové poměry spoje v provozním stavu

Pro kontrolu spoje v provozním stavu uvažují maximální vnitřní osovou sílu ve šroubu F_{Mmax} , jelikož předpokládám určitou nepřesnost při utahování pomocí momentového klíče. V provozním stavu dojde ke ztrátě předpětí vlivem sednutí spoje F_s a musím zohlednit také vliv rozdílu montážní a provozní teploty ΔF_T , která přispívá k namáhání spoje a sílu přitěžující spoj vlivem provozního zatížení F_1 .

Maximální vnitřní osová síla ve šroubu v provozním stavu:

$$Q_{1max} = F_{Mmax} - F_s + \Delta F_T + F_{a1} = 5955,3 - 3368 + 546,5 + 23,4 = 3157,2 \text{ N} \quad (53)$$

Tato síla vyvolá třecí moment v závitu v provozním stavu:

$$M_{zpmax} = Q_{1max} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = 3157,2 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \text{tg}(3,17^\circ + 9,82^\circ) = 2617 \text{ Nmm} \quad (54)$$

Kontrola spoje v montážním stavu pro maximální předpětí

V montážním stavu se nezohledňuje dovolené napětí dané bezpečností na mez kluzu, ale za směrodatnou hodnotu dovoleného napětí se bere hodnota 90 % $R_{p0,2}$.

Maximální normálového napětí v jádře šroubu v montážním stavu:

$$\sigma_{Mmax} = \frac{F_{Mmax}}{S_3} = \frac{F_{Mmax}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{5955,3}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 181,4 \text{ N/mm}^2 \quad (55)$$

Maximální napětí v krutu od utahovacího momentu

$$\tau_{Mmax} = \frac{M_{zmmax}}{W_{k3}} = \frac{M_{zmmax}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{5940}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 111,9 \text{ N/mm}^2 \quad (56)$$

Výpočet maximálního redukovaného napětí pro maximální montážní zatížení šroubu dle hypotézy energetické (HMH).

Pro hypotézu energetickou (HMH) platí $\alpha = \sqrt{3}$

$$\sigma_{Mred} = \sqrt{\sigma_{Mmax}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{kMmax}^2} = \sqrt{181,4^2 + 3 \cdot 111,9^2} = 265,5 \text{ N/mm}^2 \quad (57)$$

Jak již bylo řečeno, pro kontrolu spoje v montážním stavu se za směrodatnou hodnotu dovoleného napětí bere 90 % $R_{p0,2}$ a napětí ve šroubu se k této hodnotě může přiblížit. Hodnota k_{\min} se pro tento stav může zanedbat, přestože spoj by této podmínce také vyhověl.

$$\sigma_D \geq \sigma_{Mred} \rightarrow 0,9 \cdot R_{p0,2} \geq \sigma_{Mred} \rightarrow 405 \geq 265,5 \quad (58)$$

Kromě kontroly maximálního napětí v jádře šroubu je důležitá dále kontrola měrných tlaků v dosedacích plochách pod hlavou šroubu a pod válcovými částmi. Pro kontrolu budu ovšem uvažovat pouze dosedací plochu pod hlavou šroubu, která je oproti ostatním dosedacím plochám mnohem menší a v tomto místě bude docházet k největšímu otláčení.

Kontrola maximálního tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu:

$$p_{mhmax} = \frac{F_{Mmax}}{S_{hs}} = \frac{F_{Mmax}}{\frac{\pi \cdot (D_H^2 - D_D^2)}{4}} = \frac{5955,3}{\frac{\pi \cdot (13^2 - 8,4^2)}{4}} = 77 \text{ MPa} < p_D \quad (59)$$

Provedl jsem všechny důležité kontrolní výpočty spoje v montážním stavu a navržený spojovací šroub pro maximální možné zatížení v montážním stavu vyhovuje.

Kontrola spoje v provozním stavu

Pro kontrolu spoje v provozním stavu beru opět největší možné zatížení spoje vlivem způsobu utahování viz silové poměry spoje v provozním stavu.

Maximální normálového napětí v jádře šroubu v provozním stavu:

$$\sigma_{pmax} = \frac{Q_{1max}}{S_3} = \frac{Q_{1max}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3157,2}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 96,1 \text{ N/mm}^2 \quad (60)$$

V provozním stavu se mění hlavně poměry výsledných osových sil a napětí v krutu zůstává přibližně stejné jako v montážním stavu, proto pro výpočet redukovaného napětí v provozním stavu za maximální napětí v krutu dosazují maximální napětí od utahovacího momentu. Obdobně jako pro montážní stav lze výpočet maximálního redukovaného napětí pro maximální provozní zatížení šroubu dle hypotézy energetické (HMH) vypočítat dle rovnice 61.

$$\sigma_{pred} = \sqrt{\sigma_{pmax}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{kMmax}^2} = \sqrt{96,1^2 + 3 \cdot 111,9^2} = 216,3 \text{ N/mm}^2 \quad (61)$$

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{Mred}} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{Mred}} = \frac{450}{216,3} = 2,1 > k_{\min} \quad (62)$$

Tlak v dosedací ploše hlavy šroubu již není nutné kontrolovat, jelikož v montážním stavu je dosaženo jeho největší hodnoty. Navržený spojovací šroub pro maximální možné

zatížení v provozním stavu vyhovuje. Jelikož je spoj namáhaný statickou silou, dynamická analýza se neprovádí.

Tabulka 3. Porovnání výsledků analytického výpočtu a výpočtu v softwaru MitCalc

	Analytický výpočet	Výpočet pomocí softwaru MitCalc
Tuhost spojovacího šroubu C_s	273224 N/mm	272208 N/mm
Tuhost spojovacího materiálu C_p	2011263,1 N/mm	1706964 N/mm
Tuhost částí přitěžovaných C_1	271517,8 N/mm	270274 N/mm
Tuhost částí odlehčovaných C_2	2110595,2 N/mm	1787157 N/mm
Ztráta předpětí vlivem sednutí spoje F_s	3368 N	3286 N
Změna předpětí vlivem rozdílné montážní a provozní teploty ΔF_T	546,5 N	514,1 N
Minimální montážní předpětí F_{Mmin}	3308,5 N	3257 N
Maximální montážní předpětí F_{Mmax}	5955,3 N	5863 N
Maximálního redukovaného napětí v montážním stavu σ_{Mred}	265,5 N/mm ²	251,8 N/mm ²
Maximálního redukovaného napětí v provozním stavu σ_{pred}	216,3 N/mm ²	201,4 N/mm ²

Největší chybu do analytického výpočtu zavádí výpočet tuhosti spojovacího materiálu C_p , kde pravděpodobně software MitCalc využívá odlišný přístup pro určování plochy náhradní Rötscherovy trubky S_T . V analytickém výpočtu jsem také použil mnoho zjednodušujících předpokladů, které mají vliv na jednotlivé výpočty. Pokud si porovnáme hodnoty maximálního redukovaného napětí v montážním stavu σ_{Mred} , pak se analytický výpočet od výpočtu v softwaru MitCalc liší přibližně o 5,4 %. Hodnoty maximálního redukovaného napětí v provozním stavu σ_{pred} se pak liší přibližně o 7,4 %.

4.4. Návrh konstrukce svislého pojezdu

Návrh svislého pojezdu se odvíjí od navrženého vedení svislého nosníku a od způsobu spojování jeho jednotlivých částí. Z pohledu postupného spojování částí svislého nosníku je nutné pojezd realizovat prvky umístěnými po stranách svislého nosníku, jelikož umístění částí pojezdu do jeho vnitřních prostor by bylo v tomto případě velmi obtížné, ne-li nereálné. Dosavadní konstrukce vedení svislého nosníku umístěná v rozích, konstrukce spojovacích částí a potřeba zajistit v určitém místě prostor pro vedení kabelů k pohonům rotačních os manipulátoru a snímací kamery mě omezuje na využití zbývající boční stěny pro realizaci svislého pojezdu. Kromě toho je nutné si uvědomit, že při sestavování svislého nosníku, tedy při nasazování jeho jednotlivých částí na sebe, nebudou jednotlivé pohony manipulátoru připojené k síti. Proto konstrukci tohoto pohonu musím navrhovat i s možností zařazení ručního pohonu při montáži a demontáži manipulátoru. Při provádění rešerše na téma speciální manipulátory a roboty používané v jaderném průmyslu viz kapitola 3.3 jsem narazil na několik konceptů pohonů svislého pojezdu, které se u podobných zařízení používají.

Svislý pojezd pomocí lanového navijáku

Jedním z možných řešení je využití lanového navijáku, umístěného na nosné konstrukci manipulátoru, u kterého by nosné lano bylo přichyceno v dolní části svislého nosníku obdobně jako je tomu v případě paletových zvedáků s navijákem viz obrázek 64. V tomto případě by bylo možné použít jednu ze zbývajících středových drážek profilu nosníku pro vedení nosného lana a tím lano elegantně ukrýt. Lano by mělo být vůči svislému nosníku uchyceno tečně, aby se do nosné konstrukce přenášela pouze síla působící ve směru tíhových sil a zamezilo se působení klopných momentů. Z pohledu postupné montáže jednotlivých částí svislého nosníku by s touto variantou pohonu nebyl žádný problém, jelikož po nasunutí první části svislého nosníku by se na ní uchytilo nosné lano. Následně by operátor tuto část pomocí ručního pohonu zasunul do vnitřní části kolektoru a nasadil by další část svislého nosníku. Díky uchycení nosného lana tečně ke svislému nosníku by operátorovi žádné prvky tohoto pohonu nebránily v umístění dalších částí. Konstrukčně by tato varianta byla realizovatelná, ale pohon by musel obsahovat další doprovodné prvky. Při navíjení nosného lana na buben může docházet k nerovnoměrnému navíjení lana v jednotlivých vrstvách a tím by nebyla zaručena přesná poloha snímací kamery umístěné na svislém nosníku. Tento problém se dá odstranit zařazením konstrukce navádění lana anebo případně snímačem odvinu lana. Další problém je náchylnost lana na tvorbu smyček a jeho odlehnutí od navíjecího bubnu, pokud není zatížené tedy při převozu a manipulaci s jednotlivými částmi manipulátoru. Přestože je zde možnost využití protisměrně vinutého lana, které není tak náchylné na tvorbu smyček, problém odlehnutí lana od navíjecího bubnu by přetrvával, pokud by se nepoužily v konstrukci navijáku další prvky, které by tento problém odstranily. Při zdánlivě jednoduché konstrukci pohonu

svislého nosníku pomocí lanového navijáku vyšlo najevo mnoho možných problémů a z tohoto důvodu si myslím, že tento druh pohonu nebude vhodný.



Obrázek 64. Paletový zvedák s navijákem [14]

Svislý pojezd pomocí pohonu s ozubeným hřebenem

Další konstrukce pohonu, která se pro případ děleného svislého nosníku nabízí je konstrukce pohonu s ozubeným hřebenem a pastorkem. Z hlediska kinematiky dochází nejčastěji k přeměně rotačního pohybu pastorku na posuvný pohyb ozubeného hřebenu, ale teoreticky lze využít i opačné přeměny těchto pohybů. Díky své jednoduchosti, velké spolehlivosti a relativně nízké ceně je tato konstrukce pohonů využívána v mnoha průmyslových aplikacích od pohonů posuvných bran, až po pohony stavebních výtahů a lineárních os manipulátorů viz obrázek 65. Obrovskou výhodou, se kterou jsem se již setkal je možnost skládání částí ozubeného hřebenu za sebe, díky čemuž lze dosáhnout prakticky neomezeně dlouhých pojezdů. Právě toho se využívá u konstrukcí stavebních výtahů, které jsou konstruovány jako modulární systém, kdy nosný stožár je tvořen z určitého počtu dílčích částí, na kterých je připevněný ozubený hřeben. Samozřejmě jsem si uvědomil podobnost této konstrukce s konstrukcí děleného svislého nosníku, který jsem navrhl v kapitole 4.3. Ozubený hřeben je možné připevnit na boční stěny jednotlivých částí svislého nosníku pomocí jednoduchého šroubového spoje s využitím matic do T-drážek profilu. Z hlediska přesnosti polohování tento pohon zaostává za přesnými pohony lineárních os pomocí pohybových šroubů a pohonů s lineárními motory, ale zase vyniká jeho jednoduchostí. Hlavním problémem přesnosti u pohonů s ozubeným hřebenem je vůle

v ozubení, kterou je ale možné vhodnou konstrukcí pohonu a přesnou montáží snížit, díky čemuž lze dosáhnout opakovatelnosti polohování v řádu 0,05 mm. Oproti pojezdu pomocí lanového navijáku jsem v této variantě neshledal žádné další problémy, které by sebou mohla nést tato konstrukce. Z těchto důvodů jsem si zvolil pro pohon svislého pojezdu právě pohon pomocí ozubeného hřebenu a pastorku.



Obrázek 65. Pohonná jednotka s pastorkem a ozubeným hřebem [19]

4.4.1. Volba základních parametrů pro výpočet pohonu

Jednou z hlavních nevýhod této konstrukce je poměrně velká hmotnost ocelového hřebenu, připevněného na boční stěny jednotlivých částí svislého nosníku. Ke hmotnosti jedné části svislého nosníku by hmotnost ocelového hřebenu přidala přibližně 5 kg, což je z hlediska manipulace s těmito částmi nevhodné. Proto jsem se rozhodl využít plastového ozubeného hřebenu z materiálu POM, který oproti ocelovému hřebenu vychází hmotnostně lépe. Ten by ke hmotnosti jedné z částí svislého nosníku přidal přibližně 1,6 kg. Kromě toho použitím plastového hřebenu se sníží hlučnost svislého pojezdu, ale oproti ocelovému hřebenu také jeho životnost. Pro kontrolu navrženého pohonu využiji software KissSoft, který je jedním z mála nástrojů umožňující výpočet plastových ozubených kol a hřebenu dle normy VDI 2545 (YF Method C). Z hlediska únavové bezpečnosti zubů pastorku se jeví výhodné použít kombinace ozubeného hřebenu z materiálu POM a pastorku z nerezové oceli.

Pro výpočet rozměrů ozubeného hřebenu a pastorku volím příslušné součinitele dle normy ČSN tedy:

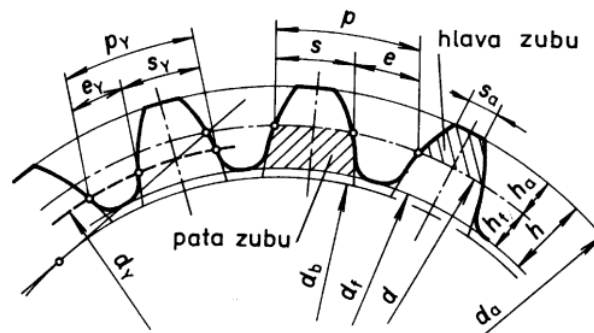
- Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$
- Součinitel radiální vůle $c^* = 0,25$
- Součinitel výšky paty zubu $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$
- Součinitel poloměru zaoblení $r_f^* = 0,38$ [27]

Parametry pastorku

Jakožto pastorek volím čelní ozubené kolo z nerezové oceli X8CrNiS 18-9 (ČSN 17243) od společnosti Norelem s objednávacím číslem 22400-20-1130300030.

- Modul $m = 3$
- Počet zubů pastorku $z_p = 30$
- Šířka pastorku $b_p = 30 \text{ mm}$
- Úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ [28]

Výpočet základních rozměrů pastorku



Obrázek 66. Základní rozměry pastorku [27]

Průměr roztečné kružnice d :

$$d = m \cdot z_p = 3 \cdot 30 = 90 \text{ mm} \quad (63)$$

Průměr základní kružnice d_b :

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = 90 \cdot \cos 20^\circ = 84,57 \text{ mm} \quad (64)$$

Průměr hlavové kružnice d_a :

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot h_a^* \cdot m = 90 + 2 \cdot 1 \cdot 3 = 96 \text{ mm} \quad (65)$$

Průměr patní kružnice d_f :

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2 \cdot h_f^* \cdot m = 90 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 82,5 \text{ mm} \quad (66)$$

Tloušťka zubu s a šířka zubové mezery e na roztečné kružnici:

$$s = e = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 3 = 4,71 \text{ mm} \quad (67)$$

Výška hlavy zubu h_a :

$$h_a = h_a^* \cdot m = 1 \cdot 3 = 3 \text{ mm} \quad (68)$$

Výška paty zubu h_f :

$$h_f = h_f^* \cdot m = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm} \quad (69)$$

Výška zubu h :

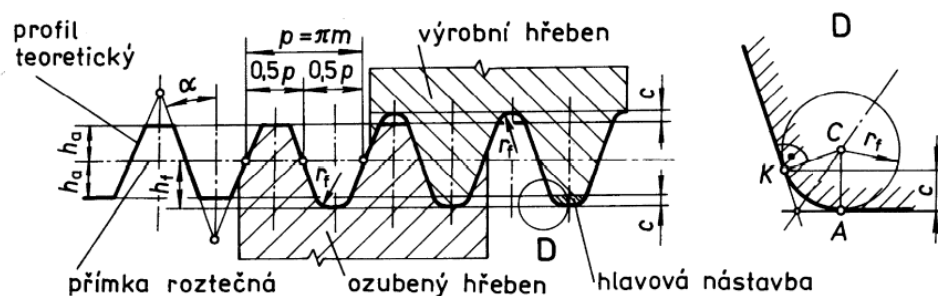
$$h = h_a + h_f = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm} \quad (70)$$

Parametry ozubeného hřebenu

Ozubený hřeben volím od společnosti Haberkorn, který je vyrobený materiálu POM s objednávacím číslem produktu 556265. Ozubený hřeben se nedodává v přesné metráži pro zákazníka, ale v délce $l_h = 1000 \text{ mm}$. Potřebná délka ozubeného hřebenu připevněného ke svislému nosníku činí $l_c = 4600 \text{ mm}$.

- Modul $m = 3$
- Šířka hřebenu $b_h = 30 \text{ mm}$
- Výška hřebenu $h_h = 30 \text{ mm}$
- Úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ [29]

Výpočet základních rozměrů ozubeného hřebenu



Obrázek 67. Základní rozměry ozubeného hřebenu [27]

Některé neuvedené výpočty základních parametrů jako je výška hlavy zubu a výška paty zubu odpovídají výpočtům viz rovnice 68 a 69.

Rozteč zubů p :

$$h = \pi \cdot m = \pi \cdot 3 = 9,42 \text{ mm} \quad (71)$$

Radiální vůle c :

$$c = c^* \cdot m = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ mm} \quad (72)$$

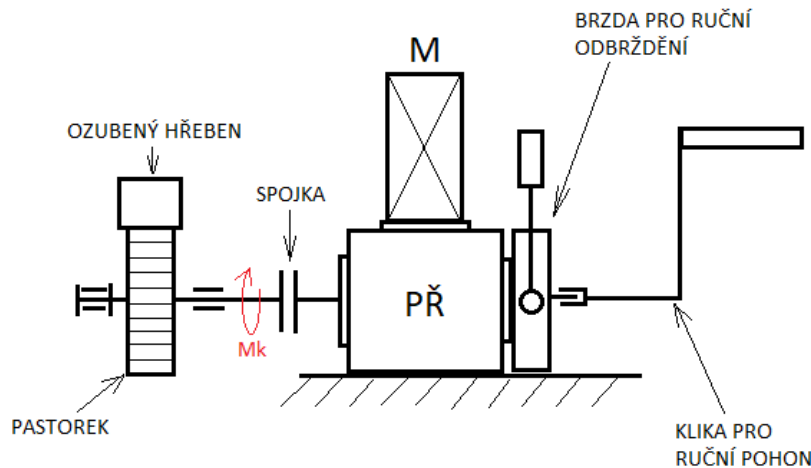
Poloměr paty zubu r_f :

$$r_f = r_f^* \cdot m = 0,38 \cdot 3 = 1,14 \text{ mm} \quad (73)$$

4.4.2. Návrh pohonu svislého pojezdu

S výčtem základních rozměrů ozubeného hřebenu a pastorku mohou přestoupit k samotnému návrhu pohonu. Oproti běžně používaným koncepcím pohonů je tento svým způsobem specifický. Hlavním rozdílem je možnost zařazení ručního pohonu pro obsluhu zařízení. Ruční pohon bude využíván převážně při skládání a rozebírání zařízení, kdy zařízení je odpojené od elektrické sítě. Kvůli zavedení ručního pohonu je nutné také zajistit určité bezpečnostní prvky pro obsluhu, aby při sestavování či rozebírání nemohlo dojít k vyjetí ozubeného hřebenu z pastorku vlivem vlastní tíhy svislého nosníku. Jedním z bezpečnostních prvků bude elektromagnetická brzda s možností mechanického odbrzdění, která bude pomocí řídicího systému částečně nahrazovat motorovou brzdu. Použití motoru s brzdou v tomto případě nelze, jelikož k jejímu odbrzdění dochází ve chvíli, kdy je motor připojený k elektrické síti a řídicí systém dá signál k jejímu odbrzdění. Právě proto je nutné použití externí elektromagnetické brzdy s možností mechanického odbrzdění, kterého bude využíváno právě v případě sestavování a rozebírání tohoto zařízení. V těchto případech bude mít operátor k dispozici ruční kliku, kterou bude držet v jedné ruce a pomocí druhé ruky může odbrzdit elektromagnetickou brzdu. Rotací kliky dojde k posuvu svislého nosníku do polohy, ve které je možné nasadit další díl svislého nosníku. Tímto způsobem se postupně sestaví výsledný svislý nosník a následně může operátor připojit zařízení do elektrické sítě. Kromě brzdy jsem do systému dále zavedl mechanický stoper, který bude obsluha využívat při sestavování a rozebírání zařízení. Ten by měl sloužit operátorovi jako pojistný prvek, který při neuváženém odbrzdění brzdou operátorem zastaví pohybující se svislý nosník tak, aby nedošlo k vyjetí ozubeného hřebenu z pastorku.

Na následujícím obrázku je znázorněné schéma pohonu s jeho hlavními částmi. Aby bylo možné realizovat požadavek na zařazení ručního pohonu musel jsem využít kombinaci dvou převodovek řazených za sebou. První je v pohonu zařazena šneková převodovka s převodovým poměrem $i_s = 25$. Ta slouží ke snížení kroutícího momentu na výstupu od vlastní tíhy svislého nosníku. Druhá kuželová převodovka s převodovým poměrem $i_k = 1$ je přímo řazena na vstup šnekové převodovky a funguje jako rozvodová převodovka. Ta umožní zařazení servomotoru k jednomu z jejích vstupů a elektromagnetické brzdy na zbylý vstup. Pastorek je pomocí uložení s kuličkovými ložisky zajištěný jak radiálně, tak axiálně a hřídel pastorku je s hřídelí šnekové převodovky spojena pomocí pružné spojky. Tu jsem zvolil na základě dobrého tlumení vibrací od pohonu, které by se mohli přenášet až ke snímací kameře a snímky by poté mohly být rozostřené.



Obrázek 68. Schéma konstrukce pohonu svislého pojezdu

Výčet základních parametrů pro návrh pohonu:

- | | |
|---|--------------------------|
| • Celková síla od vlastní tíhy svislého nosníku | $F_c = 892,7 \text{ N}$ |
| • Rychlost posuvu svislého nosníku | $v'_n = 0,2 \text{ m/s}$ |
| • Průměr roztečné kružnice pastorku | $d = 90 \text{ mm}$ |
| • Převodový poměr šnekové převodovky | $i_s = 25$ |
| • Převodový poměr kuželové převodovky | $i_k = 1$ |
| • Účinnost šnekové převodovky | $\eta_s = 0,78$ |
| • Účinnost kuželové převodovky | $\eta_k = 0,98$ |
| • Účinnost uložení hřídele pastorku | $\eta_p = 0,99$ |

Moment na hřídeli pastorku M_{kp} :

$$M_{kp} = F_c \cdot \frac{d}{2} = 892,7 \cdot \frac{0,09}{2} = 40,2 \text{ Nm} \quad (74)$$

Minimální úhlová rychlost pastorku ω_{pmin} :

$$v'_n = \omega_{pmin} \cdot \frac{d}{2} \rightarrow \omega_{pmin} = \frac{2 \cdot v'_n}{d} = \frac{2 \cdot 0,2}{0,09} = 4,44 \text{ rad/s} \quad (75)$$

Minimální otáčky pastorku n_{pmin} :

$$\omega_{pmin} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{pmin}}{60} \rightarrow n_{pmin} = \frac{30 \cdot \omega_{pmin}}{\pi} = \frac{30 \cdot 4,44}{\pi} = 42,4 \text{ ot/min} \quad (76)$$

Minimální otáčky elektromotoru n_{Mmin} :

$$n_{Mmin} = n_{pmin} \cdot i_s \cdot i_k = 42,4 \cdot 25 \cdot 1 = 1060 \text{ ot/min} \quad (77)$$

Požadovaný výkon na hřídeli pastorku P_{outmin} :

$$P_{outmin} = M_{kp} \cdot \omega_{pmin} = 40,2 \cdot 4,44 = 178,5 \text{ W} \quad (78)$$

Minimální výkon elektromotoru P_{Mmin} :

$$P_{Mmin} = \frac{P_{outmin}}{\eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_s} = \frac{178,5}{0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,78} = 235,9 \text{ W} \quad (79)$$

Dle výpočtů volím servomotor 1FK2204-5AF00-1MA0 od společnosti SIEMENS s absolutním snímačem polohy a parametry motoru:

- Jmenovitý moment $M_{j4} = 2,4 \text{ Nm}$
- Jmenovité otáčky $n_{j4} = 1500 \text{ ot/min}$
- Jmenovitý výkon $P_{j4} = 0,375 \text{ kW}$
- Hmotnost $m_{m4} = 2,9 \text{ kg}$

Výstupní výkon na hřídeli pastorku P_{out} :

$$P_{out} = P_{j4} \cdot \eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_s = 375 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,78 = 283,8 \text{ W} \quad (80)$$

Výstupní otáčky na hřídeli pastorku n_{out} :

$$n_{out} = \frac{n_{j4}}{i_s \cdot i_k} = \frac{1500}{25 \cdot 1} = 60 \text{ ot/min} \quad (81)$$

Výstupní kroutící moment na hřídeli pastorku M_{kout} :

$$M_{kout} = M_{j4} \cdot i_s \cdot i_k \cdot \eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_s = 2,4 \cdot 25 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,78 = 45,4 \text{ Nm} \quad (82)$$

Kontrolní výpočet ozubení

Hodnoty výstupních parametrů viz rovnice 80 až 82 jsem využil jako vstupní hodnoty pro kontrolní výpočet ozubeného hřebenu a pastorku. Pro výpočet jsem využil software KissSoft, který nabízí široké uplatnění v oblasti geometrických a pevnostních výpočtů ozubených kol. V softwaru jsem si zvolil příslušný materiál ozubeného hřebenu (POM) a pastorku (X8CrNiS 18-9), za který jsem byl ovšem nucen použít náhradu ocel C45, protože tento materiál se nenacházel v knihovně softwaru. Ocel C45 se běžně používá pro výrobu ozubených kol a měla by velmi dobře reflektovat chování nahrazeného materiálu. Na výpočet by toto nahrazení nemělo mít příliš velký vliv, jelikož jsem použil plastový ozubený hřeben, který má z hlediska vlastností materiálů mnohem horší mechanické vlastnosti než materiál pastorku. Toto je vidět také na hodnotách výsledných bezpečností, kde k největšímu opotřebení bude docházet právě u plastového hřebenu. Vzhledem k použití plastového hřebenu jsem musel ve výpočtu zohlednit předpokládanou provozní teplotu $T_k = 40 \text{ °C}$, protože mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou silně závislé na jeho teplotě. Pro únavové výpočty jsem si zvolil minimální životnost ozubení 5000 h, jelikož předpokládám častější servisní zásahy z důvodu prostředí, ve kterém je zařízení

používáno. Výpočet byl proveden dle normy VDI 2545 (YF Method C), která se využívá pro únavové a pevnostní výpočty plastových ozubených kol.

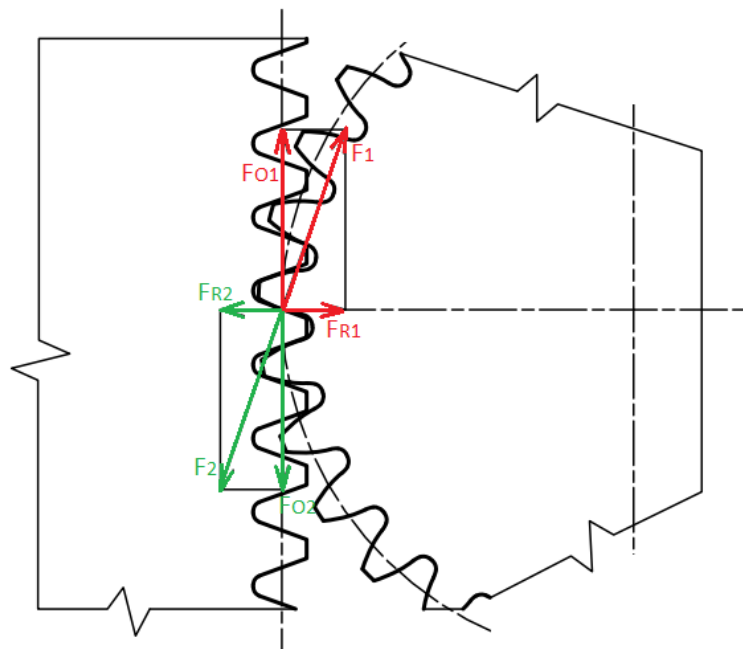
Tabulka 4. Výstupní hodnoty bezpečností ze softwaru KissSoft (viz příloha 2)

	Pastorek	Ozubený hřeben
Bezpečnost zubů v ohybu S_F ($S_{Fmin} = 1,4$)	12,97	3,19
Bezpečnost boku zubů v dotyku S_H ($S_{Hmin} = 1$)	15,98	1,13
Bezpečnost proti opotřebení S_W ($S_{Wmin} = 1,2$)	-	39,34
Bezpečnost proti deformaci zubů S_{def} ($S_{defmin} = 1$)	1,81	

Vzhledem k použití plastového ozubeného hřebenu se opotřebení ocelového pastorku zanedbává. Ostatní vypočtené hodnoty bezpečností vyhovují stanoveným minimálním součinitelům bezpečnosti, a tuto kombinaci plastového ozubeného hřebenu a ocelového pastorku mohou použít.

Kontrolní výpočet ložisek vedení svislého nosníku

Pro určení statického zatížení ložisek vedení svislého nosníku musím nejprve určit výsledné silové poměry v ozubeném převodu. Vzhledem k použití přímého ozubení vyvozuje krouticí moment na hřídeli pastorku pouze sílu, která působí na ložisko jen v radiálním směru.



Obrázek 69. Síly působící na ozubený hřeben a pastorek s přímými zuby

Obvodová síla F_o :

$$F_o = \frac{M_{kout}}{\frac{d}{2}} = \frac{45,4}{\frac{0,09}{2}} = 1009 \text{ N} \quad (83)$$

Jak již bylo zmíněno síla, kterou budou přenášet ložiska profilových koleček bude síla radiální F_R :

$$F_R = F_O \cdot \tan \alpha = 1009 \cdot \tan 20^\circ = 367,3 \text{ N} \quad (84)$$

Tuto sílu přenáší 2 protilehlá profilová kolečka svislého pojezdu, kde ozubený hřeben s pastorkem jsou umístěny symetricky uprostřed profilu a síla F_R se tedy rozdělí na sílu zatěžující ložisko jednoho z profilových koleček:

$$F_{L1} = \frac{F_R}{2} = \frac{367,3}{2} = 183,7 \text{ N} \quad (85)$$

Parametry pro kontrolu ložiska profilových koleček W 626-2RS1:

- Statická únosnost $C_0 = 585 \text{ N}$
- Dynamická únosnost $C = 1530 \text{ N}$ [30]

Vzhledem k tomu, že ložisko je zatíženo pouze radiální silou, výpočet statického a dynamického ekvivalentního zatížení přejde do tvaru:

$$P = P_e = F_{L1} = 183,7 \text{ N} \quad (86)$$

Hodnota statické bezpečnosti S_0 se poté vypočítá:

$$S_0 = \frac{C_0}{P} = \frac{585}{183,7} = 3,18 \quad (87)$$

Základní trvanlivost v hodinách se vypočítá dle rovnice 88. Koeficient p je pro kuličková ložiska roven $p = 3$ a minimální trvanlivost ložiska předpokládám vyšší, než je minimální životnost ozubení tedy 10000 h, jelikož správné seřízení vedení servisními pracovníky je poměrně obtížně. Výsledné otáčky ložisek profilových koleček $n_{lož}$ jsem ze znalosti průměru, přes který se kolečko opírá o svislý nosník přepočítal a výsledné rychlosti svislého nosníku přepočítal na hodnotu $n_{lož} = 208 \text{ ot/min}$.

$$L_h = \left(\frac{C}{P_e}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{lož}} = \left(\frac{1530}{183,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 208} = 46295 \text{ h} > 10000 \text{ h} \quad (88)$$

Ze statického i dynamického hlediska zvolené ložisko vyhovuje a je poměrně dobře nadimenzované. Při montáži vedení svislého nosníku také předpokládám, že profilová kolečka budou vůči svislému nosníku částečně předepnutá, a i přes odhad této přídavné síly vyhovují. Obdobným způsobem byla kontrolována ložiska uložení hřídele pastorku, která jsou ovšem namáhaná výslednicí síly obvodové a radiální.

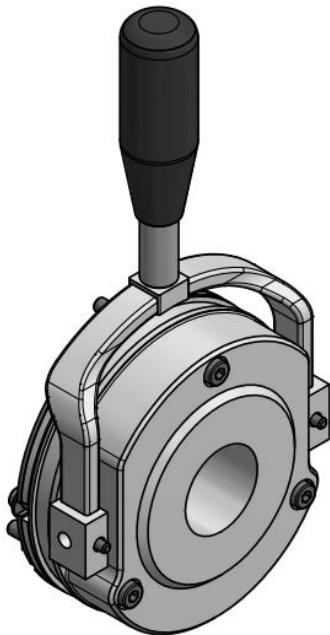
4.4.3. Návrh brzdy pohonu výsuvu svislého nosníku

Specifické pro elektromagnetickou brdu pohonu je možnost manuálního odbrzdění, kterého je využíváno při sestavování a rozebírání manipulátoru. Možnost ručního odbrzdění se používá u pružinou ovládaných elektromagnetických brzd, u kterých je v základním stavu brzda zabrzděná a pomocí elektrické energie dochází k jejímu uvolnění. Výhodou tohoto typu brzd je jejich spolehlivost, dlouhá životnost a konstantní brzdový výkon. Z hlediska brzdného účinku musí být brzda schopná zadržet břemeno v poloze, ve které je možné provádět příslušné operace a také funguje jako náhrada chybějící elektromagnetické brzdy motoru. Proto volím minimální brzdový moment $M_{brmin} \geq 2,4 \text{ Nm}$.

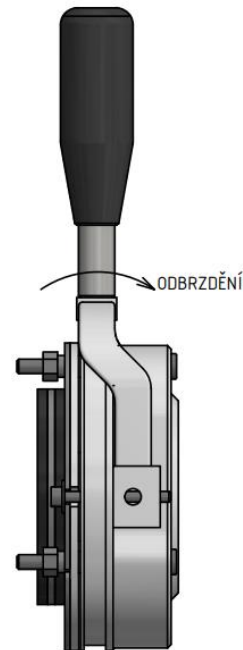
Zvoleným parametrům vyhovuje elektromagnetická pružinová brzda BRE 5 od společnosti Precima viz obrázek 70 a 71. K uvolnění brzdy dochází po přitažení páky ručního ovládání, což je pro operátora velmi intuitivní. Jedná se o konstrukčně jednoduchou a poměrně kompaktní brzdou, která disponuje těmito parametry:

- Nominální brzdový moment $M_{br} = 5 \text{ Nm}$
- Počet pružin $n_p = 7$
- Průměr náboje brzdy (H7) $D_{br} = 11 \text{ mm}$
- Vnější průměr brzdy $d_{br} = 89 \text{ mm}$
- Třída ochrany IP 55
- Možnost manuálního odbrzdění

[31]



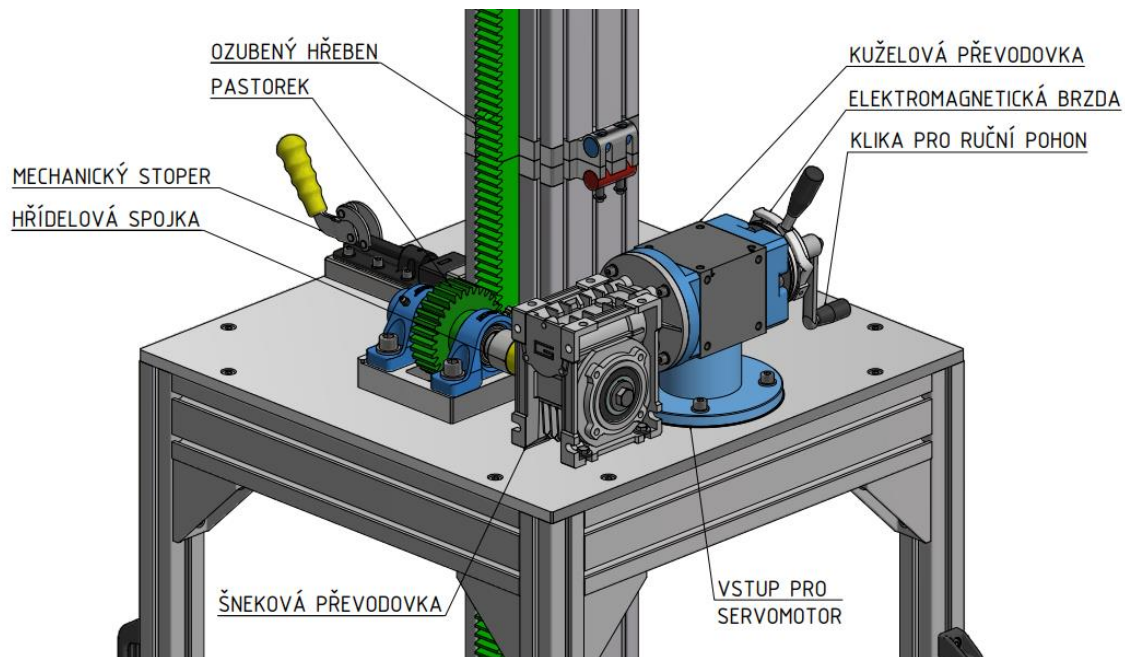
Obrázek 70. ISO pohled na elektromagnetickou brzdou BRE 5



Obrázek 71. Způsob odbrzdění elektromagnetické brzdy BRE 5

4.4.4. Výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku

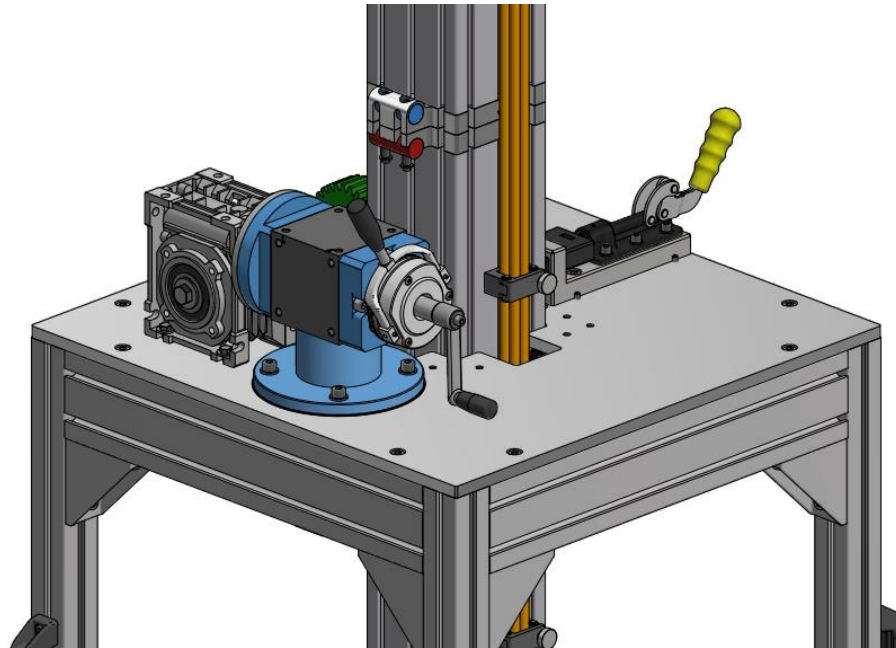
Na následujících obrázcích je znázorněna výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku. Celá konstrukce pohonu je připevněna k základové desce a ta je přes klasický šroubový spoj šroub/matice spojena s nosným rámem manipulátoru. Jedná se o poměrně složitou konstrukci s ohledem na množství požadavků na pohon. Pohon se skládá z pastorku z nerezové oceli nasunutého na hřídeli, kde přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí spojení pero/drážka. Hřídel pastorku je uložena v ložiskových jednotkách s kuličkovými ložisky. Pastorek je z hlediska bezpečnosti práce na zařízení zakrytý bezpečnostním plechem, který na obrázku není z důvodu názornosti vyobrazený. Hřídel pastorku je spojena s hřídelí šnekové převodovky pomocí pružné spojky, kterou jsem zvolil na základě dobrých tlumících vlastností a možnosti určité nepřesnosti v montáži spojovaných prvků. Hřídel převodovky je na pevně spojena s šnekovým kolem převodovky. Na vstupu šnekové převodovky je na přímo připojena kuželová převodovka. Bohužel spojované převodovky nemají kompatibilní připojovací rozměry, a proto jsem konstruoval také speciální přírubu, aby bylo možné toto spojení realizovat. Abych zajistil, pokud možno co nejkompaktnější rozměry pohonu, byla zvolena kuželová převodovka s oboustrannou dutou výstupní hřídelí. Tato konstrukce převodovky mi umožnila navrhnout vlastní spojovací hřídel a díky tomu byla z hlediska připojovacích rozměrů jednodušší volba elektromagnetické brzdy a návrh spojení s klikou ručního pohonu. Na vstupu kuželové převodovky je připojený zvolený servomotor, který je na obrázku 72 skrytý za jedním z profilů konstrukce rámu. Na zbývajícím vstupu je připojena elektromagnetická brzda s klikou ručního pohonu.



Obrázek 72. Výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku (Pohled 1)

Operátor zařízení má všechny používané prvky v dosahu rukou a k sestavování či rozebírání zařízení není zapotřebí kooperace dvou operátorů jako je tomu při přenosu

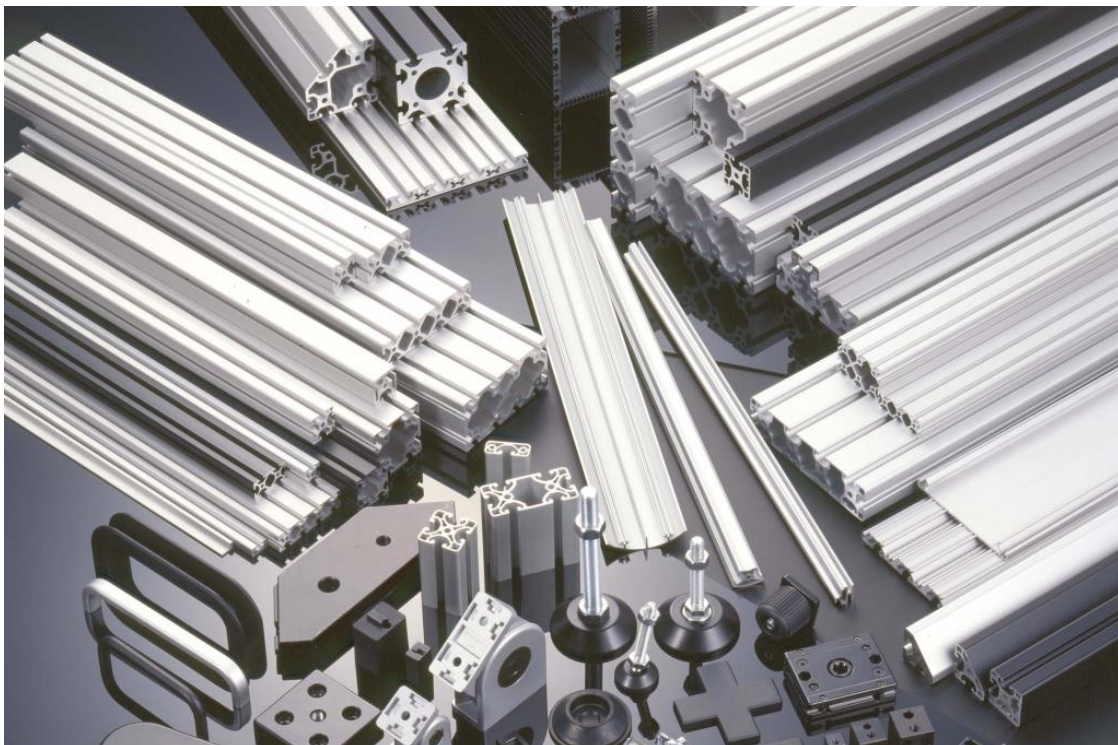
zařízení na určené místo. Důležitým bezpečnostním prvkem je také mechanický stoper. K jeho konstrukci jsem využil nakupované přímé upínky ve spojení s plastovým zachycovačem. Tyto upínky se často využívají v oblasti výroby technologických a měřících přípravků. Výstupní hřídel ze strany elektromagnetické brzdy má tvar čtyřhranu, což zajistí přenos krouticího momentu z kliky ručního pohonu. Aby nedocházelo k nežádoucímu vysouvání náboje kliky, je hřídel opatřena aretačním šroubem s kuličkou, která udržuje kliku ručního pohonu v příslušné poloze.



Obrázek 73. Výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku (Pohled 2)

4.5. Konstrukce nosného rámu

V další části se má diplomová práce zabývat návrhem konstrukce nosného rámu. Rám je základní nosnou konstrukcí stroje a na jeho vlastnostech jsou závislé výsledné parametry stroje jako je například polohovací tuhost. Rámy strojů se nejčastěji vyrábějí jako svařence z ocelových profilů nebo jako sestavy z profilů z hliníkových slitin. Obdobně jako v kapitole 4.3.1 bych mohl analyzovat vhodnost použití rámu jako ocelového svařence nebo použití rámu ze systému hliníkových profilů, ale pokud se zaměříme na rámy jednoúčelových strojů, pak se z hlediska jednoduché a rychlé montáže a možnosti dodatečných úprav rámu nejčastěji využívá systém profilů z hliníkových slitin viz kapitola 4.3.1. Přestože z hlediska mechanických vlastností, jako je tuhost by bylo vhodné použít rám jako svařenec z ocelových profilů. V tomto případě by ale bylo nutné zavedení dalších technologických operací jako je dodatečné obrábění rámu a povrchová úprava což by konstrukci zbytečně prodražovalo a prodloužil by se také výrobní čas. Kromě toho zatížení, kterému musí konstrukce odolávat je poměrně malé a rám jako svařenec z ocelových profilů by byl z hlediska manipulace příliš těžký. Proto jsem se rozhodl navrhnout nosnou konstrukci ze systému hliníkových profilů. Pro následnou konstrukci jsem si zvolil systém profilů z rozměrové řady s modulem 45 a drážkou 8 mm. Nespornou výhodou těchto systémů je také bohaté příslušenství, které se k těmto systémům dodává a možnost jednoduchých dodatečných úprav. Tímto je myšleno například přidání dodatečných vzpěr do systému pomocí styčnickových plechů, kdyby rám nevyhovoval z hlediska tuhosti. Nejčastěji používané příslušenství v systémech hliníkových profilů jsou různá madla, klouby, panty, spojovací prvky, kotevní technika, bezpečnostní kryty, příslušenství pro vedení kabelů a mnohé další viz obrázek 74.



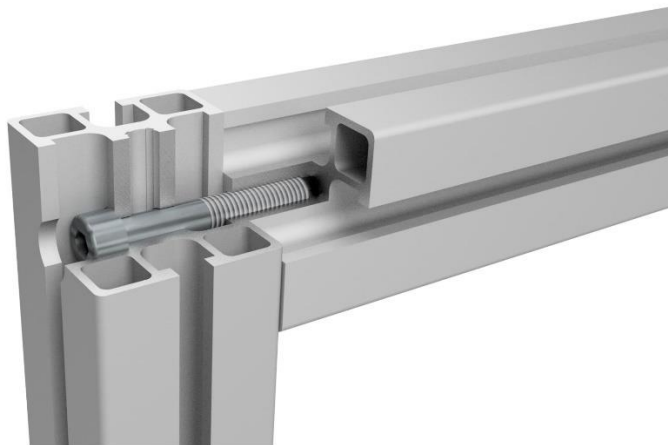
Obrázek 74. Systém hliníkových profilů s příslušenstvím [32]

4.5.1. Spoje používané u systémů hliníkových profilů

U systémů hliníkových profilů se používají různé druhy spojů, které jsou nejčastěji rozděleny podle úhlu, který svírají spojované profily. V katalozích výrobců hliníkových profilů lze nalézt přibližné hodnoty únosností nejčastěji používaných spojovaných prvků. Spoje v systémech hliníkových profilů bývají nejslabšími články celé konstrukce, proto je důležitá jejich správná volba. Únosnosti některých spojů jsou silně závislé na přesnosti obrobení stykových ploch profilů a také na přesnosti montáže. Dále rozeberu spoje, které lze uplatnit v konstrukci nosného rámu tohoto zařízení. Nejedná se o výčet všech spojů, ale pouze těch nejpoužívanějších.

Spojení profilů pomocí centrálního šroubu

Spojení pomocí centrálního šroubu je jedno z nejvíce používaných u systémů hliníkových profilů. Centrální šroub je prakticky samořezný šroub, který si do připravené díry v profilu sám vytlačí závit. Díky tomu se závit podobá spíše závitů válcovanému než řezanému, což zvyšuje jeho pevnost. Hlava šroubu je velikostí i tvarem uzpůsobena rozměrům drážky v profilu. Pro utahnutí šroubu je nutné do profilu vyvrtat díru pro nástroj, kterým budeme šroub utahovat. Tento spoj je jedním ze spojů, které jsou silně závislé na opracování stykových ploch. Pokud není čelo přiloženého profilu přesně opracováno, při utahování se do spojovacího šroubu vnáší přídavné ohybové napětí, které snižuje výslednou únosnost spoje. Pro méně namáhané spoje se využívá spojení pomocí šroubu a předřezaného závitu v připojovaném profilu viz obrázek 75.

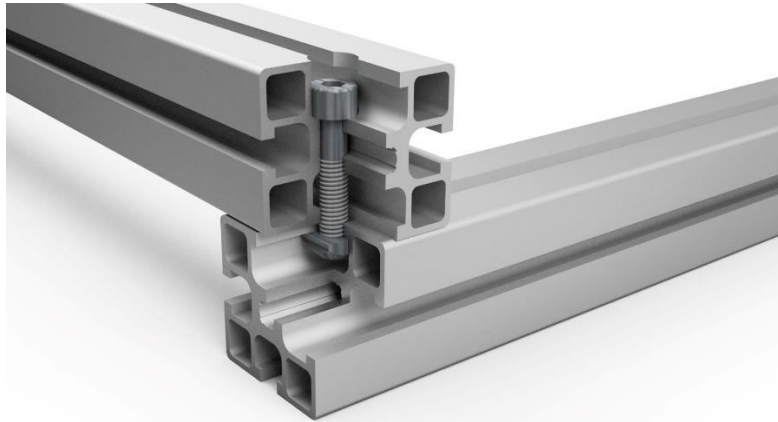


Obrázek 75. Spojení profilů přiložený z čela pomocí šroubu [33]

Spojení pomocí šroubu a matice

Další možností je spojení pomocí šroubu a matice. Profily jsou na sebe přiloženy jejich bočními stěnami. Šroub je obdobně jako v prvním případě nasunutý v jednom z profilů, ve které je předem vytvořená díra pro dřík šroubu a pro hlavu šroubu. Ve spojovaném profilu je pouze nasunutá matice. Tento spoj je vhodný pro případy nastavitelného spojení profilů a umožňuje posun profilů vůči sobě, ale zároveň relativní natočení profilů.

Časté utahování a povolování spoje má ovšem za následek deformaci v místě stykových ploch pod hlavou šroubu a pod maticí, kde dojde k poškození tvrdé eloxované vrstvy. To poté snižuje výslednou tuhost spoje a může také dojít k jeho uvolnění.



Obrázek 76. Spojení profilů pomocí šroubu a matice [33]

Spojení profilů pomocí úhelníků

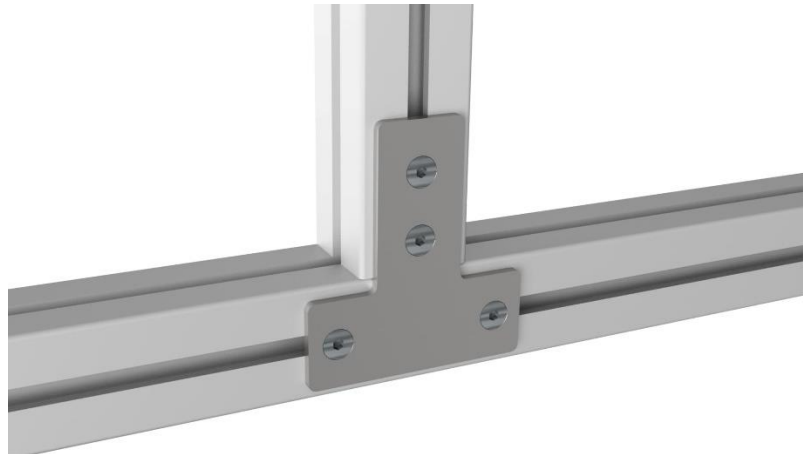
K neméně často používaným spojům hliníkových profilů patří spojení pomocí úhelníků. Ty se nejčastěji vyrábějí jako odlitky ze slitin zinku nebo hliníku. Obrovskou výhodou spojení pomocí úhelníků je využití nezávislého prvku, díky čemuž je spojení možné realizovat bez nutnosti dalšího opracování profilů. Použití úhelníku sice zdražuje celou konstrukci, ale není nutné další opracování profilů což ve výsledku může hrát obrovskou roli ve snížení výrobního času. Úhelník je opatřený výstupky, které zapadají do drážky profilu a díky tomu při utahování spoje nemůže dojít k pootočení úhelníku. Toto spojení má další nespornou výhodu a to, že samo o sobě zajišťuje kolmé spojení profilů, které není závislé na jejich správném opracování. Z estetického hlediska je možné úhelníky také opatřit pohledovými záslepkami, ale ty bohužel nejsou dostupné pro všechny typy úhelníků.



Obrázek 77. Spojení profilů pomocí úhelníku [33]

Spojení profilů pomocí styčnickových plechů

Styčnickový plech je využíván také jako spojovací prvek v oblasti ocelových konstrukcí, kde jsou k němu ovšem spojované profily nejčastěji přivařené. V případě spojení hliníkových profilů se využívá klasických spojů pomocí šroubu a matice. Styčnickový plech se vyrábí jako výpalek z ocelového plechu a oproti úhelníkům ze slitin zinku netrpí na křehký lom. V oblasti systémů hliníkových profilů se nejčastěji uplatňuje v případech spojení více profilů v jednom místě a jednoduše se pomocí něho realizují dodatečné výtzuže pro zvýšení tuhosti konstrukce.

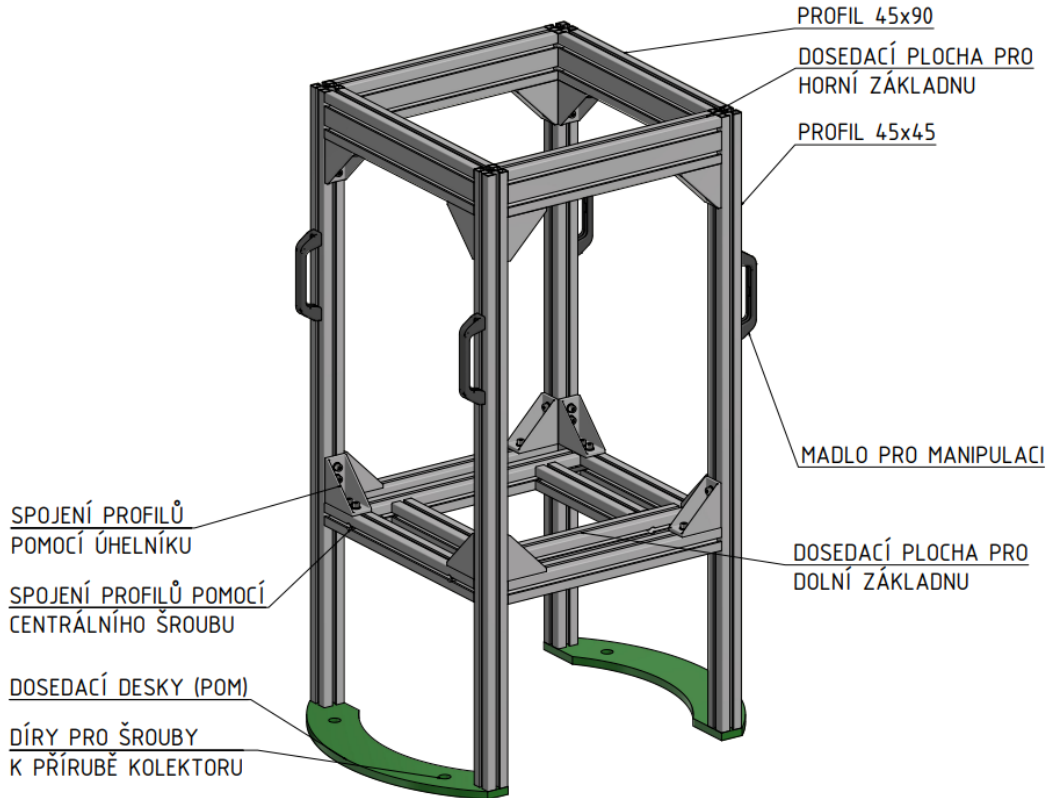


Obrázek 78. Spojení profilů pomocí styčnickového plechu [33]

4.5.2. Výsledná konstrukce nosného rámu

Konstrukci rámu jsem se snažil navrhnout co nejjednodušší, abych zajistil její nízkou hmotnost. Právě konstrukce rámu se základovými deskami, na kterých je připevněný pohon výsuvu svislého nosníku a jeho vedení bude mít z hlediska manipulace největší hmotnost. Jako základní profil konstrukce jsem zvolil profil 45x45 s drážkou 8 mm, ale kromě něho jsem dále využil profil 45x90 s drážkou 8 mm. S ohledem na tuhost konstrukce jsem jako hlavní spojovací prvek využil spojení profilů pomocí úhelníků. Dále jsem pro spojení některých profilů využil spoj pomocí centrálního šroubu, abych zajistil vhodný přístup ke spojovacím prvkům při montáži konstrukce rámu. Rám umožňuje připevnění horní a dolní základové desky, kde se využije spojení s rámem pomocí zapuštěných šroubů v deskách a matic vložených do drážek profilu. Konstrukce rámu je dále opatřena madly, která slouží k manipulaci s rámem při jeho přenosu na určené místo a při ustavování manipulátoru na přírubu kolektoru. Madla jsou v konstrukci rámu řazena svisle, aby operátor měl možnost polohu madel přizpůsobit jeho tělesným dispozicím a manipulace s rámem pro něj nebyla příliš obtížná. Pokud by operátorovi nevyhovovalo základní nastavení pozice madel, jednoduše je může přesunout v rámci drážky profilu a tím jejich pozici vhodně přenastavit. Na svislých stojinách rámu jsou připevněné desky z materiálu POM, aby bylo zajištěno, že při pokládání rámu na přírubu kolektoru nedojde k poškození dosedacích ploch na přírubě kolektoru, které jsou broušené s vysokou přesností. To by při opětovném spouštění

provozu parogenerátoru mohlo způsobit netěsnosti na víku kolektoru. Rám je konstruován také s ohledem na možnost dodatečného přidání výztuží pro zvýšení tuhosti konstrukce. Ty by mohli být s rámem spojeny pomocí styčnickových plechů, nebo pomocí speciálních úhlových spojek.



Obrázek 79. Výsledná konstrukce nosného rámu manipulátoru

4.6. Cable management

Kromě návrhu samotného zařízení musí být konstruktér schopný také přemýšlet nad způsobem vedení kabelů a jejich organizací. Způsob vedení kabelů a jejich odolnost může mít na životnost zařízení značný vliv. Pokud je vedení kabelů nevhodně navrženo, může časté ohýbání vlivem polohování rotačních os způsobit poškození kabelu a tím vyřadit zařízení z chodu. Mnoho konstruktérů na tento problém zapomíná a vedení kabelů se následně dodělává po výrobě samotné konstrukce zařízení. To samozřejmě zbytečně prodlužuje výrobní čas, jelikož se dodatečně vyrábějí průchodky pro kabely a závitové díry pro připevnění úchytek kabelů.

Úchytky kabelů

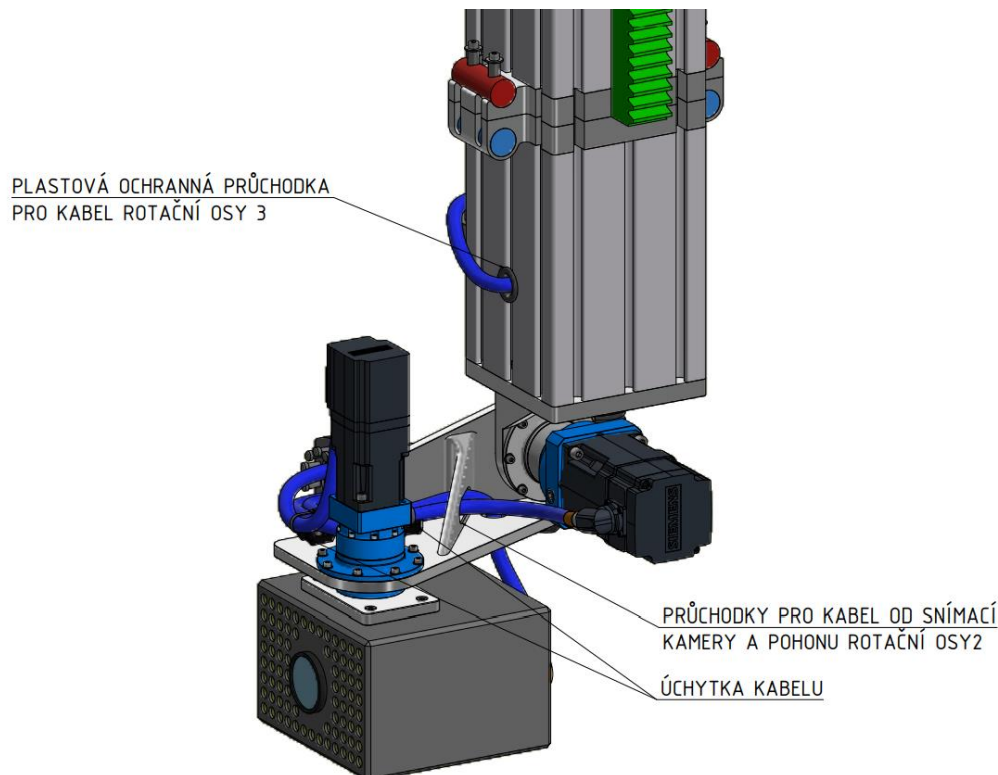
Úchytky kabelů jsou velmi často používané prvky pro přichycení kabelů na požadovaných místech. Úchytka je na požadovaném místě připevněna pomocí závitového spoje a kabel či kabelový svazek je k ní připevněn pomocí stahovací pásky. Jedná se o velmi jednoduché a levné řešení pro organizaci kabelů v průmyslových zařízeních. Jedním z problémů tohoto řešení je možnost poškození kabelu od hran stahovací pásky. K tomu může dojít, pokud je například kabel připojený k pohyblivým částem zařízení a úchytka je vůči němu ve statické poloze. V takovýchto případech se řeší dodatečná ochrana kabelů například pomocí různých ochranných hadic.

Energetický řetěz

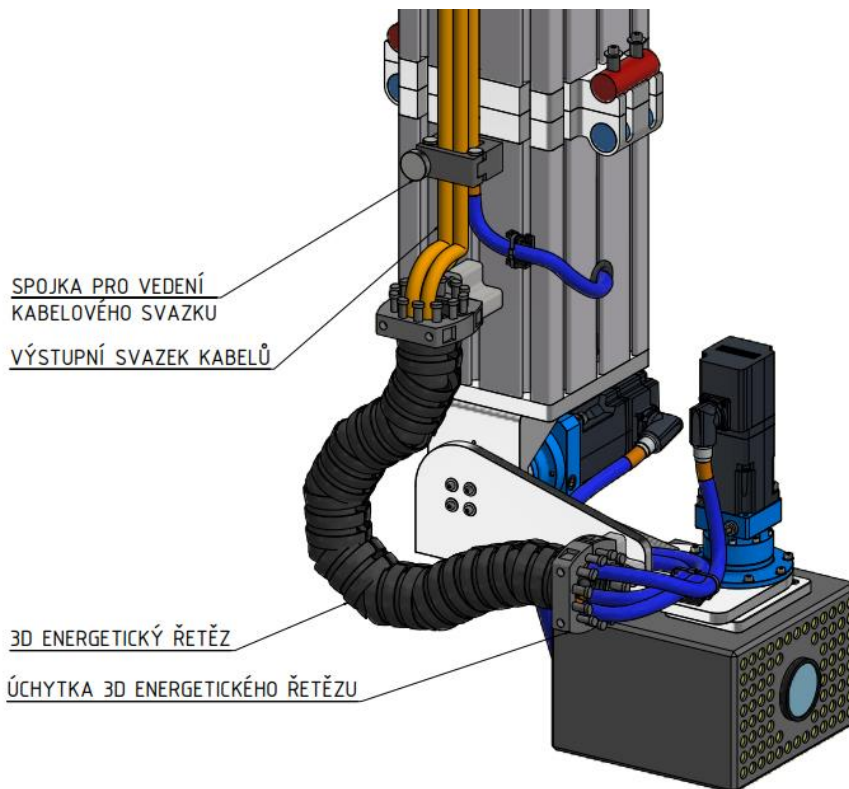
Jedním z problémů u manipulačních zařízení je tvorba smyček u kabelů, které jsou připojené k pohyblivým částem zařízení. V dnešní době je problém vedení kabelů u pohyblivých částí řešen nejčastěji energetickými řetězy. Jedná se o ohebné prvky sloužící k vedení kabelů a jejich ochraně. Použití energetických řetězů snižuje mechanické namáhání kabelů a také zamezuje poškození vlivem mechanického namáhání. Energetické řetězy se rozdělují podle druhu pohybu na energetické řetězy pro přímé pojezdy, rotační pohyby a na 3D pohyby pro použití v oblasti robotů a průmyslových manipulátorů. Nejčastěji se ovšem setkáme s energetickými řetězy pro přímé pojezdy, které jsou také historicky nejdéle používané, ale pro některé aplikace je nutné použít energetické řetězy rotační, které umožňují rotační pohyby v určitém rozsahu otáček. S rozvojem robotiky začal vývoj speciálních 3D řetězů, které umožnily zjednodušit řešení vedení kabelů u pohyblivých částí manipulátorů a robotů. Toto řešení umožňuje sloučit vedení kabelů pro několik druhů pohybů v poměrně malých zástavbových prostorech a není potřeba ke každému z pohonů přiřazovat vlastní energetický řetěz.

4.6.1. Výsledné řešení vedení kabelů

Výsledné řešení vedení kabelů viz obrázek 80 a 81 je jedno z mnoha možných, ale návrh jsem prováděl na základě požadavku zajistit co nejkratší instalační délky kabelů, čímž se také částečně sníží hmotnost manipulátoru. Na rameno rotační osy 2 jsem umístil díry se závitem, které umožní připevnění úchytek kabelů s využitím závitového spoje a následně se k nim mohou připevnit příslušné kabely pomocí stahovacích pásek. Dále jsou v ramenu rotační osy 2 vyfrézované průchodky, které umožní pohodlné vedení kabelů od snímací kamery. Na konci ramena je dále vyfrézovaná průchodka pro kabely servomotoru rotační osy 1 a 2 a zároveň je tudý veden také kabel od snímací kamery. Umístění této průchodky není nahodilé, jelikož v tomto místě je vyústění 3D energetického řetězu, který umožní sloučit vedení kabelů od rotačních os a snímací kamery. Tato konstrukce energetického řetězu zajistí možnost rotace kolem svislé osy v rozsahu 360° a zároveň umožní provádět naklápění ramena rotační osy 2 bez rizika tvorby smyček na daném svazku kabelů. Další možností se jevilo použití rotačního energetického řetězu, ale ten jsem kvůli jeho velikému zástavbovému prostoru nepoužil. Ve vnitřní části svislého nosníku je umístěný pohon rotační osy 3. Pro napájecí kabel k tomuto servomotoru jsem vytvořil průchodku v samotném profilu, ale obráběním profilu vznikají ostré otřepy, a proto jsem v místě průchodu kabelu umístil také plastovou průchodku. Ta mi zajistí, že nedojde k poškození kabelu od otřepů ve vnitřních částech profilu. Pro návrh vedení kabelů jsem využil funkci v softwaru Autodesk Inventor, která mi umožnila vykreslení vedení kabelů do 3D modelu manipulátoru. Díky tomu jsem si také samotné vedení mohl lépe představit a jednoduše přizpůsobit jednotlivé prvky cable managementu.

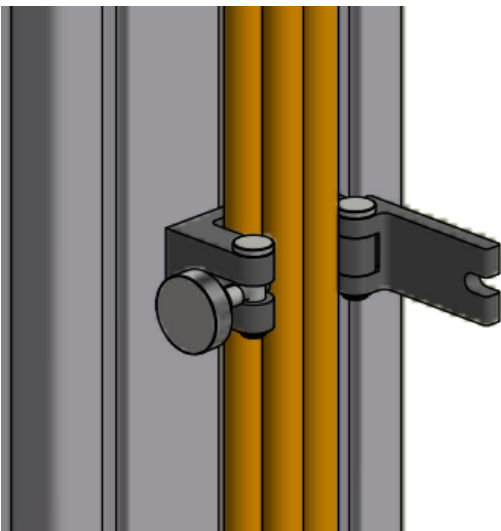


Obrázek 80. Výsledné řešení vedení kabelů (Pohled 1)

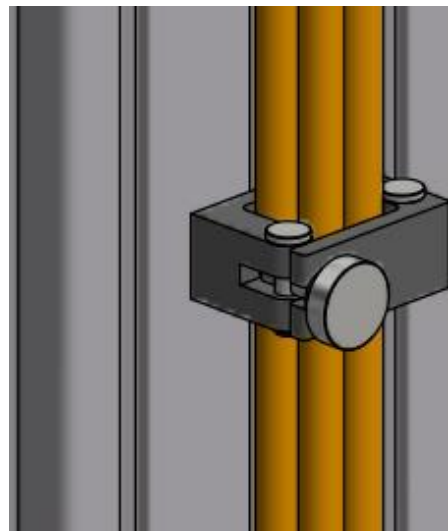


Obrázek 81. Výsledné řešení vedení kabelů (Pohled 2)

Kvůli prostředí, ve kterém se manipulátor nachází, bylo nutné omezit počet kabelových konektorů, jelikož jsou tyto prvky velmi náchylné na vlhkost prostředí. Proto jsem se rozhodl využít spojení kabelů pomocí konektorů pouze za energetickým řetězem a připojovaný svazek bude vcelku veden až do rozvaděče zařízení. Z tohoto důvodu jsem navrhl jednoduché spojky pro připevnění kabelového svazku na boční stěny svislého nosníku. Při sestavování manipulátoru operátor spojí příslušné kabely pomocí konektorů a do rozevřených spojek viz obrázek 82 vloží kabelový svazek. Spojky sevře a zajistí pomocí čepu se závitem. Hlava čepu je opatřena rýhováním, které umožní pohodlné ruční dotažení.



Obrázek 82. Spojka kabelového svazku (Rozevřená)



Obrázek 83. Spojka kabelového svazku (Sevřená)

5. Závěr

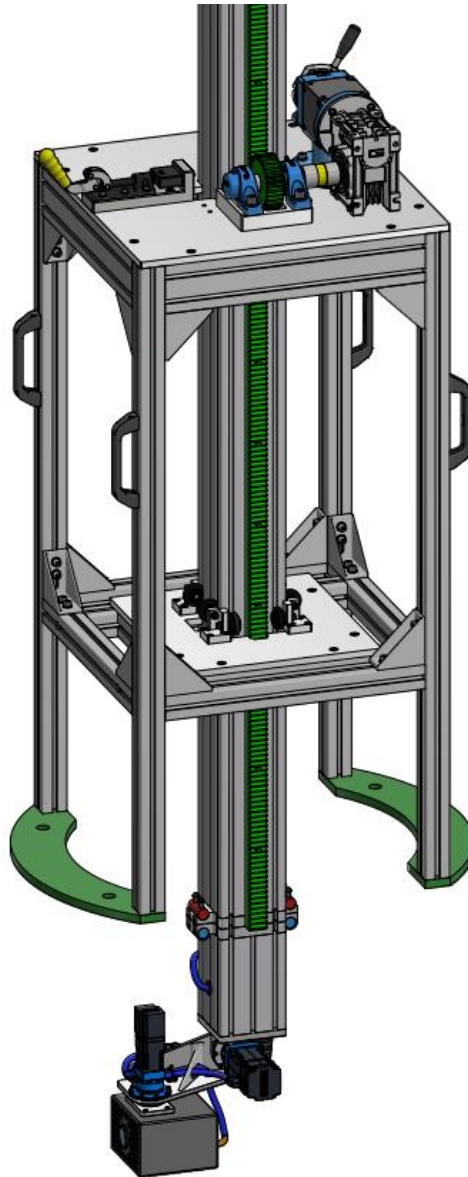
Na základě zadání diplomové práce byl navržen manipulátor kamery pro vizuální kontrolu vnitřních částí kolektoru parogenerátoru. Manipulátor je konstruován pro možnost dopravy bez použití jeřábové techniky jako dělený a jeho rozměrové dispozice vycházejí z poskytnutého výkresu kolektoru parogenerátoru. Práce je rozdělena do třech hlavních částí.

V první části je nastíněna problematika strojového vidění včetně nejpoužívanějších aplikací v oblasti průmyslu. Dále je v této části probrána struktura systému strojového vidění pro danou aplikaci včetně základních programů, které bude mít operátor k dispozici při provádění samotné kontroly. Na základě požadavků na identifikaci vady o velikosti až 0,2 mm byla zvolena snímací kamera, ke které bylo dále navrženo opláštění odolávající parametrům prostředí, ve kterém bude snímací kamera nasazena.

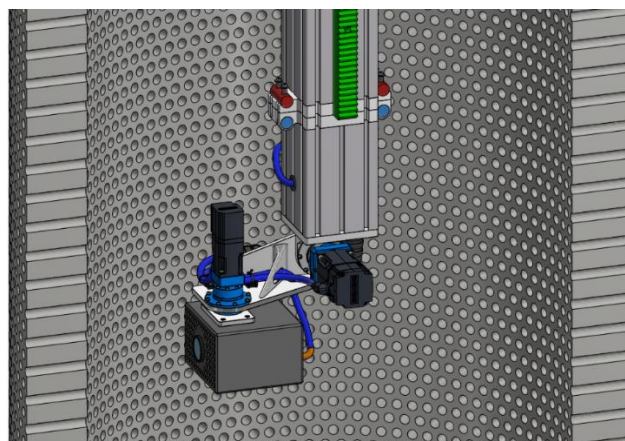
Ve druhé, teoretické části, je nejdříve provedena rešerše, která rozděluje manipulační zařízení do několika kategorií. Následně se práce zaměřuje na pohony využívané v manipulační technice a popisuje základní požadavky na pohony pro dané aplikace. Vzhledem k požadavkům na vysokou přesnost polohování a plynulý bezrázový chod byla zvolena struktura s využitím elektrických pohonů, konkrétně pohony se servomotory. V závěru této části jsou popsány manipulátory a roboty používané v jaderném průmyslu, ze kterých práce vycházela. Největší inspiraci pro návrh tohoto zařízení tvořil manipulátor od společnosti VUJE, který se v jaderném průmyslu používá za obdobnými účely.

Poslední, praktická část je rozdělena na několik oblastí, které chronologicky korespondují s postupem návrhu manipulátoru kamery. Nejprve byla zvolena základní kinematická struktura manipulátoru, která umožňuje provedení jak celkové kontroly, tak detailního skenu kritických míst. Na základě této volby a v souvislosti se zvoleným systémem řízení pomocí servopohonů byly navrženy jednotlivé pohony manipulátoru kamery. Část manipulátoru sloužící k pozicování snímací kamery se skládá ze tří rotačních os. Každá z os je sestavena z planetové převodovky v přírubovém provedení a servomotoru s elektromagnetickou brzdou a absolutním snímačem polohy. S využitím koncepčního návrhu v softwaru Autodesk Inventor byly získány základní parametry pro návrh těchto pohonů a následně byl proveden také návrh a optimalizace ramen rotačních os. Následně se práce zabývala návrhem svislého nosníku, který byl konstruován jako dělený s ohledem na manipulaci se zařízením bez nutnosti použití jeřábové techniky. Kromě návrhu samotného svislého nosníku byl proveden návrh spojů, umožňující jeho případné sestavení a rozebrání. Další důležitou částí, byl návrh pohonu svislého pojezdu, před kterým bylo nutné určitým způsobem zajistit vedení svislého nosníku, které je umístěno na nosném rámu sestaveného ze systému hliníkových profilů. Na nosném rámu je umístěn také pohon výsuvu svislého nosníku, u kterého byl využitý systém pohonu pomocí pastorku a ozubeného hřebenu. Pohon byl konstruován s ohledem na sestavování a rozebírání zařízení bez připojení ke zdroji elektrické energie, a proto je opatřen také vstupem, na který je možné nasadit kliku ručního pohonu. V poslední části práce nastínila

problematiku vedení kabelů, která by konstruktéry neměla být opomíjena. Tímto byly splněny všechny vytyčené cíle, které práce měla obsahovat.



Obrázek 84. Celkový náhled na sestavený manipulátor



Obrázek 85. Vizualizace snímání konkrétního ústí v kolektoru parogenerátoru

Seznam použité literatury

- [1] TALÁCKO, Jaroslav a Robert MATIČKA. Jednoučelové manipulátory. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1979.
- [2] KMEC, doc. Ing. Ján Řepka, CSc., doc. Ing. Jan VALÍČEK, Ph.D., Ing. Roman DANEL a Ph.D., Ing. Michal ŘEPKA. Průmysl 4.0 - automatizace a robotizace pro průmyslovou sféru [online]. České Budějovice, 2020 [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: https://is.vstecb.cz/do/vste/ustav_technicko-technologicky/pr/kurzy_pro_spolecnost_4_0/robotika/Opora_Robotika.pdf
- [3] BEZDĚK, Jiří. ENERGETICI ZKONTROLUJÍ DUKOVANSKÝ PAROGENERÁTOR POMOCÍ SPECIÁLNÍHO MANIPULÁTORU [online]. 6. 8. 2019 [cit. 2021-11-28]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/pro-media/tiskove-zpravy/energetici-zkontroluji-dukovansky-parogenerator-pomoci-specialniho-manipulatoru-64463>
- [4] KNÁPKOVÁ, Eva. Aplikace systému strojového vidění. Zlín, 2012. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce Ing. Jan Valouch Ph.D.
- [5] Manipulátor ke zkoušení shora otevřené tlakové nádoby reaktoru. 1991. Česká a Slovenská Federativní Republika. 274 603 Užitečný vzor. Uděleno 22. 5. 1991. Zapsáno 15. 9. 1991. Dostupné také z: https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/_Public/24/069/24069998.pdf
- [6] Kurion Awarded Robotics Contract to Repair Leaks in Damaged Fukushima Reactor [online]. 14.1. 2015 [cit. 2022-02-05]. Dostupné z: <https://www.businesswire.com/news/home/20150113006723/en/Kurion-Awarded-Robotics-Contract-to-Repair-Leaks-in-Damaged-Fukushima-Reactor>
- [7] SYSTEM AND METHOD FOR A ROBOTIC MANIPULATOR SYSTEM. 15.05. 2017n. I. Francie. EP3581344. Uděleno 18.12.2019. Zapsáno 15.05. 2017.
- [8] RAVEO: Elektromotory [online]. [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/>
- [9] Precizní planetová převodovka – náročný a dokonalý produkt [online]. 07.09. 2015, 1 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/precizni-planetova-prevodovka-narocny-a-dokonaly-produkt>
- [10] SICK: Přehled a použití enkodérů a snímačů náklonu [online]. [cit. 2022-02-17]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/prehled-a-pouziti-encoderu-a-snimacu-naklonu/w/encoders-definition/>
- [11] ČEJKA, Bc. Štěpán. KONSTRUKCE MOBILNÍHO ROBOTA PRO MONITOROVÁNÍ TEPLoty OKOLÍ [online]. Brno, 2016 [cit. 2022-02-18]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=124346. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Daniel Zuth, Ph.D.
- [12] ENCODER TECHNOLOGY: DETAILS & DESCRIPTIONS [online]. In: . 26.6. 2017, s. 28 [cit. 2022-02-19]. Dostupné z: http://pdb-media.leinelinde.se/media/file/5354/1073559-01_Encoder_technology_eng.pdf
- [13] BUI, Quang Huy. Návrh víceosého robota z 3D tištěných dílů [online]. Praha, 2021 [cit. 2022-02-23]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/97148/F2-BP-2021-Bui->



- Quang%20Huy-BP_Robot_Bui.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Kamenický Josef.
- [14] Blulift Genie Lift. In: Blulift: Material lifts [online]. [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: <http://www.blulift.ie/equipment/material-lifts/blulift-genie-lift/>
- [15] ALUSIC: Karbonové profily CarboSix [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: https://www.alusic-profilny.cz/carbosix/?gclid=CjwKCAiAvaGRBhBIEiwAiY-yMHaMRKr4eetrIClCDty3LDmu8jclL9oekTCoSfzg-zH8q58FEIME83hoCoOIQAvD_BwE
- [16] Hliníkové profily bosch: Hliníkové prvky a profily [online]. [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://www.hlinikoveprofilnybosch.cz/>
- [17] Sortiment hliníkových profilů. ALUTEC KK: Hliníkový konstrukční systém a příslušenství [online]. [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/hlinikovy-konstrukcni-system>
- [18] Ocelové profily. Flamex [online]. 2000 [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://www.flamex.cz/Produkty/hutn%C3%AD-materi%C3%A1l-i-u-profilny/hutn%C3%AD-materi%C3%A1l-i-u-profilny/ocelov%C3%A9-stavebn%C3%AD-i-profilny-u-profilny>
- [19] Rack and pinion drive. In: SCX: Drive System Options [online]. [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: <https://scx.co.uk/solutions/specialist-cranes/nuclear-cranes-masts/nuclear-masts/>
- [20] Profilový jezdec. FATH [online]. [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.fath24.com/portfolio/products/profile-slider-zn-40-x-80-set>
- [21] Spojovací lišta. FATH [online]. [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.fath24.com/portfolio/products/connecting-strip-180-b-slot-8>
- [22] Destičková spojka. FATH [online]. [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.fath24.com/portfolio/products/plate-butt-connector-b-al-set>
- [23] ŠVEC Vladimír. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. 3. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3
- [24] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: příklady. 3. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 80-01-01354-5. Seznam obrázků
- [25] MitCalc – strojírenské, průmyslové a technické výpočty: Předepjatý šroubový spoj. [online]. [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/boltcon/help/cz/boltcon.htm>
- [26] VDI 2230. Systematic calculation of high duty bolted joints Joints with one cylindrical bolt. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 2003.
- [27] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. Česká matice technická. ISBN 80-03-00426-8.
- [28] Norelem: Čelní ozubená kola [online]. [cit. 2022-04-09]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Dom%C5%AF.html>
- [29] Haberkorn: Ozubené tyče [online]. [cit. 2022-04-09]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/>
- [30] SKF: Rolling bearings [online]. [cit. 2022-04-09]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group>

- [31] Operating and Assembly Instructions BRE (Precima FDB): Spring-Applied Brakes [online]. 2020, 19 s. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/documents/bw/betriebsanleitung_fdb_nord_englis ch_05_2020.pdf
- [32] MB Building Kit System. In: Item24 [online]. [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: <https://cz-product.item24.com/cs/katalog/products/mb-building-kit-system-1001009411/>
- [33] Alutec KK: Typy spojení profilů [online]. [cit. 2022-04-13]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/typy-spoju>
- [34] COGNEX: Applications [online]. [cit. 2022-04-19]. Dostupné z: <https://www.cognex.com/>
- [35] HarmonicDrive gearbox. In: HarmonicDrive: Technology [online]. [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: <https://www.harmonicdrive.net/technology/harmonicdrive>
- [36] Cycloidal Derivatives. In: Transcyko: Products [online]. [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: <https://transcyko.com/products/cycloidal-derivatives/>
- [37] Nerezová ocel 1.4301: Datový list. In: AGST [online]. [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: https://www.agst-steel.de/cs/AISI_304_1.4301.pdf
- [38] Aluminium alloy EN-AW 6063 (AlMg0,7Si): Material data sheet. In: Aluminco: Publications [online]. [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: https://www.aluminco.com/media/155967/ALUMINIUM-ALLOY-EN-AW-6063_MATERIAL-DATA-SHEET_ALUMINCO.pdf

Seznam obrázků

Obrázek 1. Náhled na kritická místa přivařených trubek.....	2
Obrázek 2. Nákres rozměrů kolektoru parogenerátoru	3
Obrázek 3. Měření součástí pomocí strojového vidění [34]	5
Obrázek 4. Kontrola úplnosti sestavení [34].....	5
Obrázek 5. Manipulátor s naváděním řešeného pomocí systému strojového vidění [34].....	6
Obrázek 6. Detekce povrchových vad materiálu [34].....	7
Obrázek 7. Systém strojového vidění pro danou aplikaci.....	8
Obrázek 8. Nákres pozic snímací kamery pro pořízení detailních snímků kontrolovaného ústí	9
Obrázek 9. Nákres snímací kamery.....	10
Obrázek 10. Rozdělení manipulačních zařízení.....	12
Obrázek 11. Třífázový asynchronní motor [8].....	17
Obrázek 12. Servomotor s vestavěnou elektromagnetickou brzdou [8].....	19
Obrázek 13. Standardní krokové motory [8].....	19
Obrázek 14. Přehled základních hydromotorů	21
Obrázek 15. Hydraulický obvod pro pohyb ramena manipulátoru	23
Obrázek 16. Vstupní obvod pneumatického pohonu	25
Obrázek 17. Manipulátor společnosti VUJE [3].....	26
Obrázek 18. Řídící stanice manipulátoru [3].....	26
Obrázek 19. Kinematická struktura manipulátoru společnosti KURION [7]	27
Obrázek 20. 3D pohled složeného manipulátoru společnosti KURION [6].....	27
Obrázek 21. Celkový pohled na tlakovou nádobu s manipulátorem [5].....	28
Obrázek 22. Nosná konstrukce manipulátoru [5].....	28
Obrázek 23. Nákres kinematické struktury pro základní kontrolu	30

Obrázek 24. Nákres kinematické struktury manipulátoru	31
Obrázek 25. Enkodéry společnosti Leine&Linde [22]	35
Obrázek 26. Řez planetovou převodovkou [9].....	36
Obrázek 27. Členy harmonické převodovky [35]	37
Obrázek 28. Montáž cykloidní převodovky [36]	38
Obrázek 29. Sestava servomotoru s planetovou převodovkou	39
Obrázek 30. Nákres rotační osy 1	40
Obrázek 31. Nákres působíště síly na rameno rotační osy 2	43
Obrázek 32. Nákres ramena rotační osy 2	43
Obrázek 33. Nákres působíště sil pro výpočet statického momentu rotační osy 2	45
Obrázek 34. Nákres rotační osy 3	47
Obrázek 35. Konstrukce rotačních os manipulátoru.....	49
Obrázek 36. Pohled na vysíťované rameno rotační osy 2.....	51
Obrázek 37. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 2 (Napětí von Mises)	52
Obrázek 38. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 2 (Posuvy).....	52
Obrázek 39. Pohled na vysíťované rameno rotační osy 3.....	53
Obrázek 40. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 3 (Napětí von Mises)	54
Obrázek 41. Výsledky pevnostní analýzy ramena rotační osy 2 (Posuvy).....	54
Obrázek 42. Karbonové profily řady C6 od společnosti ALUSIC [15]	56
Obrázek 43. Normované ocelové profily [18].....	57
Obrázek 44. Hliníkové profily a jejich spojovací prvky [17]	58
Obrázek 45. Profil 120x120 od společnosti ALUTEC KK [17].....	59
Obrázek 46. ISO pohled na profil 120x120	59
Obrázek 47. Profilový jezdec [20]	59
Obrázek 48. Uložení jezdce v drážce profilu [20].....	59
Obrázek 49. Náhled na profilové kolečko	60
Obrázek 50. Konstrukce rohové části vedení.....	61
Obrázek 51. Konstrukce vedení svislého nosníku	62
Obrázek 52. Konstrukce spojovacích částí a jejich středění vůči sobě	63
Obrázek 53. Spojovací lišta [21]	65
Obrázek 54. Uložení lišty v drážce profilu [21]	65
Obrázek 55. Destičková spojka [22]	66
Obrázek 56. Spojení profilů pomocí destičkové spojky [22].....	66
Obrázek 57. Výsledný koncept spojovacích segmentů svislého nosníku.....	67
Obrázek 58. Prvky sloužící k realizaci spoje jednotlivých částí svislého nosníku	68
Obrázek 59. Utahování spoje pomocí momentového klíče	68
Obrázek 60. Nákres řešeného předejzatého spoje	71
Obrázek 61. Nákres pro výpočet průměru náhradní Rötischerovy trubky	73
Obrázek 62. Rötischerův diagram pro výpočet základních silových účinků [23]	75
Obrázek 63. Rötischerův diagram se zakresleným vlivem ztráty předpětí [26]	76
Obrázek 64. Paletový zvedák s navijákem [14]	83
Obrázek 65. Pohonná jednotka s pastorkem a ozubeným hřebenem [19]	84
Obrázek 66. Základní rozměry pastorku [27].....	85
Obrázek 67. Základní rozměry ozubeného hřebenu [27]	86
Obrázek 68. Schéma konstrukce pohonu svislého pojezdu.....	88
Obrázek 69. Síly působící na ozubený hřeben a pastorek s přímými zuby	90
Obrázek 70. ISO pohled na elektromagnetickou brzdu BRE 5	92
Obrázek 71. Způsob odbrzdění elektromagnetické brzdy BRE 5	92
Obrázek 72. Výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku (Pohled 1)	93

Obrázek 73. Výsledná konstrukce pohonu výsuvu svislého nosníku (Pohled 2)	94
Obrázek 74. Systém hliníkových profilů s příslušenstvím [32].....	95
Obrázek 75. Spojení profilů přiložený z čela pomocí šroubu [33]	96
Obrázek 76. Spojení profilů pomocí šroubu a matice [33]	97
Obrázek 77. Spojení profilů pomocí úhelníku [33]	97
Obrázek 78. Spojení profilů pomocí styčnickového plechu [33]	98
Obrázek 79. Výsledná konstrukce nosného rámu manipulátoru.....	99
Obrázek 80. Výsledné řešení vedení kabelů (Pohled 1).....	101
Obrázek 81. Výsledné řešení vedení kabelů (Pohled 2).....	102
Obrázek 82. Spojka kabelového svazku (Rozevřená).....	102
Obrázek 83. Spojka kabelového svazku (Sevřená).....	102
Obrázek 84. Celkový náhled na sestavený manipulátor	104
Obrázek 85. Vizualizace snímání konkrétního ústí v kolektoru parogenerátoru.....	104

Seznam tabulek

Tabulka 1. Kriteriaální analýza převodovek pro rotační osy.....	39
Tabulka 2. Hodnoty trvalé plastické deformace (spoj namáhaný tahem/tlakem) [25]	77
Tabulka 3. Porovnání výsledků analytického výpočtu a výpočtu v softwaru MitCalc	81
Tabulka 4. Výstupní hodnoty bezpečností ze softwaru KissSoft (viz příloha...)	90

Seznam zkratk a symbolů

Značka	Název	Jednotka
n_{rt}	Počet řad teplosměnných trubek podél osy kolektoru	[-]
T_k	Teplota uvnitř kolektoru v průběhu kontroly	[°C]
φ	Relativní vlhkost vzduchu	[%]
m_k	Hmotnost systému strojového vidění (včetně opláštění)	[kg]
m_m	Hmotnost motoru	[kg]
$m_{př}$	Hmotnost převodovky	[kg]
n	Počet členů	[-]
n_r	Počet rotačních vazeb	[-]
j_r	Počet stupňů volnosti odebírající rotační vazba	[-]
n_p	Počet posuvných vazeb	[-]
j_p	Počet stupňů volnosti odebírající posuvná vazba	[-]
i_m	Počet stupňů volnosti manipulátoru	[-]
k_v	Váhový koeficient	[-]
J_{mot}	Moment setrvačnosti motoru	[kg mm ²]
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
ε_i	Úhlové zrychlení	[rad/s ²]
J_{skt}	Momentu setrvačnosti kamery vzhledem k těžištní ose	[kg mm ²]
J_{sk1}	Momentu setrvačnosti kamery vzhledem ose rotace	[kg mm ²]



M_{zr}	Moment od zrychlení rotačních os	[Nm]
M_r	Rozběhový moment motoru	[Nm]
M_{st}	Statický moment	[Nm]
M_j	Jmenovitý moment motoru	[Nm]
n_j	Jmenovité otáčky	[ot/min]
P_j	Jmenovitý výkon	[kW]
$M_{př}$	Jmenovitý výstupní moment převodovky	[N · m]
$n_{jpř}$	Jmenovité vstupní otáčky převodovky	[ot/min]
Δ_{tmax}	Maximální torzní vůle	[arcmin]
J_{red}	Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru	[kg mm ²]
J_r	Moment setrvačnosti soustavy	[kg mm ²]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
a	Délka snímací kamery	[mm]
b	Šířka snímací kamery	[mm]
c	Vzdálenost osy rotace od těžištní osy	[mm]
L_r	Délka ramena	[mm]
L_{tr}	Vzdálenost těžiště ramena	[mm]
v_r	Vyosení ramena	[mm]
$Q_{Apř}$	Maximální axiální zatížení převodovky	[N]
Q_A	Axiální zatížení	[N]
Q_r	Síla působící na rameno	[N]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[N/mm ²]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	[N/mm ²]
A	Tažnost	[%]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
α	Součinitel teplotní roztažnosti	[1/°C]
E	Modul pružnosti v tahu	[N/mm ²]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
$M_{o max}$	Maximální ohybový moment	[Nm]
σ_o	Napětí v ohybu	[N/mm ²]
σ_D	Dovolené napětí	[N/mm ²]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
m_{sn}	Hmotnost svislého nosníku	[kg]
m_{ro}	Hmotnost konstrukce rotačních os	[kg]
m_o	Přibližná hmotnost přívodních kabelů a prvků pojezdu	[kg]
n_{ξ}	Počet šroubů ve šroubovém poli	[-]
q_z	Součinitel provozního předpětí	[-]
k_{min}	Minimální součinitel bezpečnosti	[-]

k_x	Vliv krutu (předepínání)	[-]
f	Součinitel tření mezi závitů (ocel-ocel)	[-]
f_h	Součinitel tření pod hlavou šroubu	[-]
ΔT	Rozdíl montážní a provozní teploty	[°C]
F_a	Síla působící v ose šroubu	[N]
F_c	Síla působící na šroubové pole	[N]
l_1	Tloušťka vložky z korozivzdorné oceli	[mm]
l_2	Tloušťka desky z hliníkové slitiny	[mm]
l_3	Tloušťka desky z hliníkové slitiny	[mm]
l_t	Tloušťka spojovaných desek	[mm]
h_s	Výška hlavy šroubu	[mm]
h_m	Výška náhradní matice	[mm]
h_d	Délka dřívku šroubu	[mm]
h_{d3}	Délka závitové části šroubu mezi deskami	[mm]
D_H	Vnější průměr hlavy šroubu	[mm]
D_D	Průměr díry pro šroub	[mm]
F_h	Síla zohledňující vliv předpětí	[N]
S_3'	Průřez závitové části šroubu	[mm ²]
P	Rozteč závitu	[mm]
d_d	Velký průměr závitu (průměr dřívku)	[mm]
d_1	Malý průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
H_1	Nosná výška závitu	[mm]
γ	Úhel stoupání závitu	[°]
β_n	Úhel boku profilu	[°]
φ'	Třecí úhel	[°]
C	Tuhost	[N/mm]
D_e	Vnější průměr Rötšcherovy trubky	[mm]
S_T	Mezikruhová plocha náhradní Rötšcherovy trubky	[mm ²]
Q_0	Minimální montážní předpětí Q_0 (bez ztráty předpětí)	[N]
Q_1	Osová síla ve šroubu v provozním stavu	[N]
F_{a1}	Síla přitěžující šroub	[N]
F_{a2}	Síla odlehčující spojovaný materiál	[N]
l_s	Sednutí spoje	[mm]
F_s	Ztráta předpětí vlivem sednutí spoje	[N]
ΔF_T	Změna předpětí vlivem rozdílné provozní a montážní teploty	[N]
F_M	Síla ve šroubu v montážním stavu	[N]
α_A	Součinitel utahování	[-]
R_a	Drsnost povrchu	[μm]
M_z	Třecí moment v závitu	[Nm]



M_{th}	Třecí moment pod hlavou šroubu	[Nm]
M_M	Utahovací moment	[Nm]
σ_M	Normálové napětí v jádře šroubu v montážním stavu	[N/mm ²]
σ_p	Normálové napětí v jádře šroubu v provozním stavu	[N/mm ²]
τ_M	Napětí v krutu v montážním stavu	[N/mm ²]
σ_{Mred}	Redukované napětí v montážním stavu	[N/mm ²]
σ_{pred}	Redukované napětí v provozním stavu	[N/mm ²]
p_h	Tlak pod hlavou šroubu	[MPa]
h_a^*	Součinitel výšky hlavy zubu	[-]
c^*	Součinitel radiální vůle	[-]
h_f^*	Součinitel výšky paty zubu	[-]
r_f^*	Součinitel poloměru zaoblení	[-]
m	Modul ozubení	[-]
z_p	Počet zubů pastorku	[-]
b_p	Šířka pastorku	[mm]
α	Úhel záběru zubu	[°]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
s	Tloušťka zubu	[mm]
e	Šířka zubové mezery	[mm]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
h	Výška zubu	[mm]
b_h	Šířka ozubeného hřebenu	[mm]
h_h	Výška ozubeného hřebenu	[mm]
p	Rozteč zubů	[mm]
c	Radiální vůle	[mm]
r_f	Poloměr paty zubu	[mm]
i_s	Převodový poměr šnekové převodovky	[-]
i_k	Převodový poměr kuželové převodovky	[-]
v'_n	Předběžná rychlost posuvu svislého nosníku	[m/s]
η_s	Účinnost šnekové převodovky	[-]
η_k	Účinnost kuželové převodovky	[-]
η_p	Účinnost uložení hřídele pastorku	[-]
M_{kp}	Moment na hřídeli pastorku od zatížení	[Nm]
ω_p	Úhlová rychlost pastorku	[rad/s]
n_p	Otáčky pastorku	[ot/min]

n_M	Otáčky motoru	[ot/min]
P_{out}	Výkon na hřídeli pastorku	[kW]
n_{out}	Výstupní otáčky na hřídeli pastorku	[ot/min]
M_{kout}	Výstupní krouticí moment na hřídeli pastorku	[Nm]
S_F	Bezpečnost zubů v ohybu	[-]
S_H	Bezpečnost boku zubů v dotyku	[-]
S_W	Bezpečnost proti opotřebení	[-]
S_{def}	Bezpečnost proti deformaci zubů	[-]
F_O	Obvodová síla	[N]
F_R	Radiální síla	[N]
F_{L1}	Síla zatěžující ložisko jednoho z profilových koleček	[N]
C_0	Statická únosnost	[N]
C	Dynamická únosnost	[N]
P	Statické ekvivalentní zatížení	[N]
P_e	Dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
S_0	Statická bezpečnost ložiska	[-]
L_h	Základní trvanlivost ložiska	[h]
M_{br}	Nominální brzdny moment	[Nm]
n_p	Počet pružin	[-]
D_{br}	Průměr náboje brzdy	[mm]
d_{br}	Vnější průměr brzdy	[mm]

Seznam příloh

- 1) 3D model manipulátoru kamery (elektronická příloha)
- 2) Výpočet ozubeného hřebenu v softwaru KissSoft (elektronická příloha)
- 3) Výpočet předepjatého šroubového spoje v softwaru MitCalc (elektronická příloha)
- 4) Sestavný výkres manipulátoru kamery
- 5) Seznam částí pro sestavný výkres manipulátoru kamery
- 6) Podsestava rotačních os manipulátoru
- 7) Seznam částí pro podsestavu rotačních os manipulátoru
- 8) Výrobní výkres ramena rotační osy 3
- 9) Materiálový list slitiny hliníku EN AW 6063 [38]
- 10) Materiálový list oceli X5CrNi18-10 [37]