



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh konstrukce pracoviště pro  
automatické testování a ostření kamer**

**Design of device for automatic focusing and  
testing of cameras**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2022**

**Bc. David PŮLPÁN**

**Studijní program:** N0716A270001 DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

**Studijní obor:** TRANSPORTNÍ TECHNIKA

**Vedoucí práce:** Ing. Karel PETR, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Půlpán** Jméno: **David** Osobní číslo: **473629**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající 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 konstrukce pracoviště pro automatické ostření a testování kamer**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of Device for Automatic Focusing and Testing of Cameras**

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je návrh konstrukce pracoviště, které umožní automatické zaostřování a testování kamer. Student zvolí vhodný typ konstrukce na základě rešerše podobných mechanismů a na základě rešerše strojních dílů. Zařízení se bude skládat z mechanismu zajišťující zaostřování, mechanismu výměny pozic jednotlivých testovacích stanovišť, návrhu upínacího mechanismu pro kamery, rámové konstrukce a zakrytování. Student dále provede související návrhové a kontrolní výpočty důležitých dílů. Grafická část: sestavný výkres, výkres podsestavy a výrobní výkres vybraného důležitého dílu.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [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

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh konstrukce pracoviště pro automatické testování a ostření kamer“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 7.5.2022

Bc. David Půlpán

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za vedení této práce, společnosti 2N Telekomunikace a.s. za možnost podílet se na tomto projektu a v neposlední řadě své rodině za podporu při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	David Půlpán
Název diplomové práce:	Návrh konstrukce pracoviště pro automatické testování a ostření kamer
Anglický název:	Design of device for automatic focusing and testing of cameras
Rok:	2022
Studijní program:	N0716A270001 DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Karel PETR, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran: 83
	počet obrázků: 98
	počet tabulek: 7
	počet příloh: 5
Klíčová slova:	Ostření, testování, návrh pohonu, konstrukce, manipulátor
Keywords:	Focusing, testing, design of drives, construction, manipulator
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem pracoviště pro automatické zaostřování a testování kamer. Při návrhu koncepce vychází z rešerše podobných mechanismů a z rešerše strojních dílů. K důležitým konstrukčním uzlům jsou provedeny odpovídající návrhové a kontrolní výpočty. Dále je vytvořen 3D model pracoviště, sestavný výkres, výkres podsestavy a výrobní výkres vybraného důležitého dílu.
Abstract:	This diploma thesis deals with the design of a device used for automatic focusing and testing of cameras. The design is done based on research of similar mechanisms and on research of mechanical parts. Necessary calculations were done for the important parts of the mechanisms. A 3D model of the device is created as well as an assembly drawing, sub-assembly drawing and part drawing of an important piece.

## OBSAH

1. Úvod .....	1
1.1. O společnosti 2N Telekomunikace a.s.....	1
1.2. Motiv práce .....	1
1.3. Cíle práce .....	2
2. Teoretická část práce – rešerše .....	3
2.1. Optika – čočka, objektiv a ostření .....	3
2.2. Mechanismy využívající autofokus.....	3
2.3. Robotické manipulátory .....	5
2.4. Rešerše strojních částí.....	7
2.4.1. Lineární vedení .....	7
2.4.2. Ložiska .....	10
2.4.3. Pružiny.....	11
2.4.4. Tlumiče a plynové pružiny.....	12
2.4.5. Krokové motory.....	14
2.4.6. Servomotory.....	16
2.4.7. Lineární aktuátory .....	17
2.4.8. Mechanismy pro přenos kroutícího momentu .....	21
3. Praktická část práce.....	24
3.1. Rozbor uspořádání .....	24
3.2. Rozbor posloupnosti pohybů .....	24
3.3. Volba lineárního aktuátoru a lineárního vedení podélné osy X.....	26
3.3.1. Návrh lineárního vedení a motoru podélné osy X.....	26
3.3.2. Pozicování jednotlivých testovacích poloh .....	33
3.4. Volba lineárního pohonu a lineárního vedení příčné osy Y .....	34
3.5. Popis mechanismu zajišťující synchronizaci zubů ostřícího kola a drážek objektivu .....	35
3.6. Návrh lineárního vedení a motoru příčné osy Y.....	36
3.7. Návrh uložení rotační osy Z a jejího motoru .....	42
3.7.1. Výpočet kroutícího momentu v závitě v plastovém držáku objektivů.....	43
3.8. Přenos kroutícího momentu z ostřícího kola na objektiv .....	45
3.8.1. Pevnostní výpočet zubů .....	45
3.9. Návrh ložisek rotační osy Z.....	55
3.10. Přenos kroutícího momentu z ostřícího kola na řemenici krokového motoru .....	56
3.11. Vliv stlačení plastového držáku objektivu od síly pružin na výslednou kvalitu obrazu....	60
3.12. Návrh upínacího přípravku DPS.....	64
3.13. Popis rámové konstrukce zařízení a zakrytování .....	68
Závěr.....	70
SEZNAM LITERATURY .....	71
SEZNAM OBRÁZKŮ .....	75
SEZNAM TABULEK .....	77
SEZNAM PŘÍLOH.....	77

## 1. Úvod

V poslední době se klade důraz na automatizaci ve výrobním procesu. Nahrazením lidské práce zejména u sériové výroby dochází k personálním, finančním i časovým úsporám. Automatizací lze také dosáhnout větší stálosti kvality.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce pracoviště pro automatické testování a ostření kamer.

### 1.1. O společnosti 2N Telekomunikace a.s.

Společnost 2N Telekomunikace a.s. se zabývá vývojem a výrobou interkomů, IP přístupovými systémy, odpovídacími jednotkami, cloudovými službami, distribucí audia přes IP sítě, výtahovými systémy a telekomunikačními systémy pro firemní komunikaci.

### 1.2. Motiv práce

V rámci zkvalitnění, zrychlení a zautomatizování procesu testování a ostření kamer interkomů vznikla potřeba navrhnout pracoviště, kde tyto procesy bude možné provádět.

Cílem práce je návrh konstrukce takového pracoviště, které dokáže automaticky otestovat a zaostřit kameru a co nejvíce omezit manipulaci s kamerou člověkem.

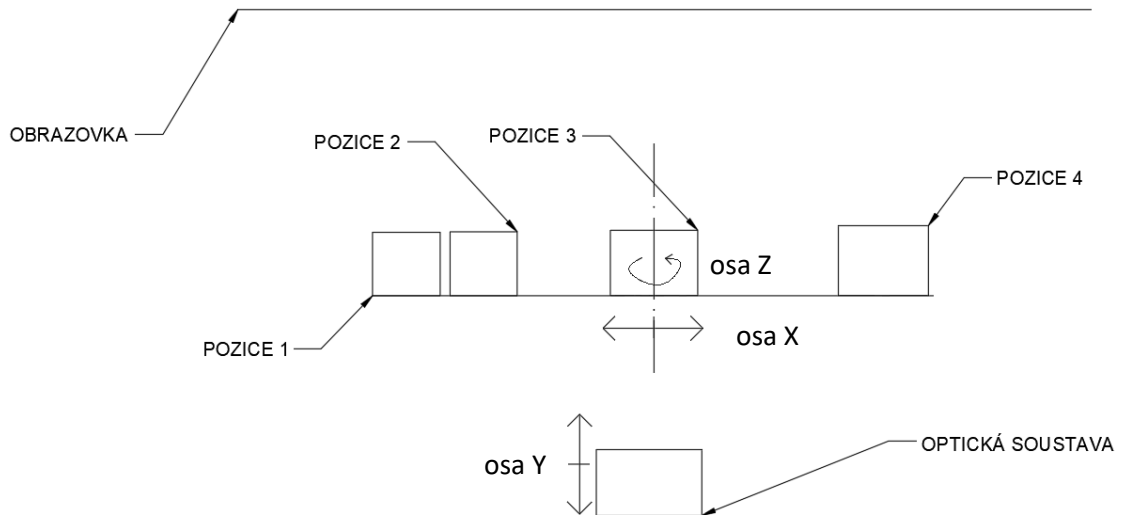
Mezi tyto testy patří test na nečistoty na optické soustavě, protože tyto nečistoty značně ovlivňují výslednou kvalitu obrazu. Dalšími testy jsou test měniče filtrů infračerveného záření, test mrtvých pixelů obrazového snímače. Nejdůležitější součástí je však samotné ostření, kdy se upravuje vzdálenost objektivu (čoček) od obrazového snímače tak, aby výsledný obraz byl ostrý.

Motivací pro návrh takového pracoviště je tedy zkvalitnit, zjednodušit a zrychlit proces testování a ostření.

### 1.3. Cíle práce

Cílem práce je návrh konstrukce pracoviště, které bude schopné automaticky měnit pozice mezi jednotlivými testovacími a ostřicími stanovišti a provést samotné testování nebo ostření.

Pracoviště bude mít 3 poháněné osy podle následujícího schématu (Obr. 1).



Obr. 1: Schéma pracoviště

- Podélná osa X – mění pozice jednotlivých stanovišť (pokud je příčná osa ve vysunuté poloze)
- Příčná osa Y – zajišťuje vysunutí a zasunutí do stanoviště
- Rotační osa Z jednoho stanoviště – zajišťuje otáčení s objektivem s cílem posunutí ohniskové vzdálenosti tak, aby se obraz jevil ostrý

Zakládání kamery (optické soustavy) do stroje je ruční a bude prováděno obsluhou stroje.

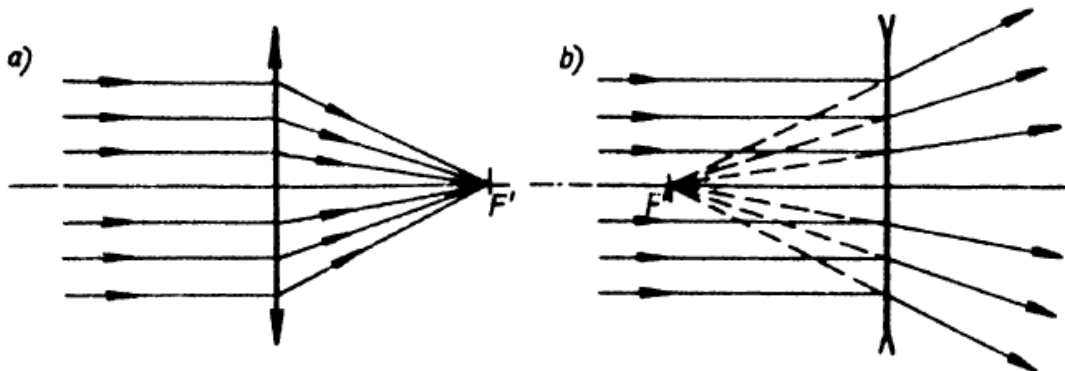


## 2. Teoretická část práce – rešerše

V této části bude krátce věnována pozornost rešerši optiky týkající se řešené problematiky ostření, robotických manipulátorů a strojních součástí jako například lineární vedení, ložiska, pružiny nebo motory. Na základě této rešerše bude proveden návrh konstrukce a výběr komponent.

### 2.1. Optika – čočka, objektiv a ostření

Čočky jsou prvky z optických materiálů (sklo), ohraničené dvěma lámavými plochami. Jedna z těchto ploch musí být rotační (kulová nebo asférická plocha). Jejich účelem je měnit chod světelných paprsků. Čočky se dělí na dva základní typy – spojné a rozptylné (Obr. 2). Soustavou čoček se rozumí objektiv. Cílem čočky nebo objektivu je promítnutí obrazu na rovinu obrazového snímače. Aby tento obraz předmětu byl ostrý, je potřeba aby se svazek paprsků protnul právě na rovině obrazového snímače. Toho docílíme procesem ostření – pohybem optické osy objektivu směrem od nebo k rovině obrazového snímače tak, aby se svazek paprsků vycházející z objektivu protnul na rovině obrazového snímače. [1] [2]



Obr. 2: Spojná a rozptylná čočka [2]

### 2.2. Mechanismy využívající autofokus

Principem ostření je změna vzdálenosti ohniskové roviny (objektivu) vůči obrazovému snímači. U kamer, které potřebují snímat objekty v různých vzdálenostech od obrazového snímače se využívá autofokus, což je mechanismus, který automaticky mění vzdálenost objektivu od obrazového snímače. [3]

V této diplomové práci navrhuji zařízení, které kameru zaostří na fixní vzdálenost a po vyjmutí ze stroje se už nepřeostruje, nicméně v rámci rešerše se na ně zaměřím, protože jde o podobné principy.

Nejstarším používaným mechanismem je stejnosměrný motor, série ozubených převodů a lineární vedení v podobě tyčí (Obr. 3). Této konstrukci se často říká AFD, což je

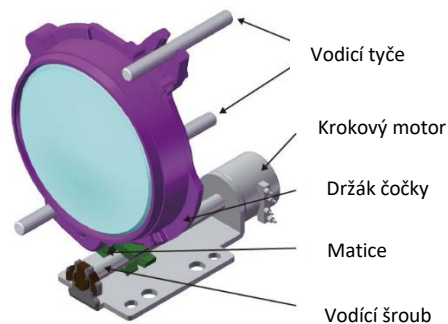
zkratka pro „arc form drive“ nebo konstrukce s mikro motorem. Je to levná konstrukce, avšak pomalá a hlučná. [4]



Obr. 3: AFD autofokusovací konstrukce [4]

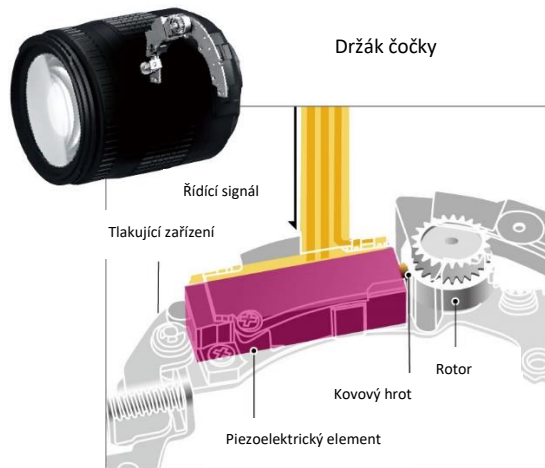
Další využívanou konstrukcí je konstrukce s krokovými motory a lineárním vedením. Umožňuje velmi přesné a rychlé zaostřování, má kompaktnější konstrukci a je méně hlučná. Na Obr. 4 je vidět konstrukce využívající vodících tyčí a pohybového šroubu, který je pomocí matice spojen s tělem objektivu.

Stepping Motor Schematic Diagram [for Model B011]



Obr. 4: Autofokusovací konstrukce s krokovým motorem (upraveno z [5])

Poslední běžně využívanou konstrukcí je ta využívající piezoelektrického prvku (Obr. 5), který při přivedení střídavého napětí s vysokou frekvencí mění rozměr, čímž roztočí ozubené kolo, které poté zajišťuje pohyb objektivu. [4] [5]



Obr. 5: Piezoelektrická autofokusovací konstrukce (upraveno z [5])

### 2.3. Robotické manipulátory

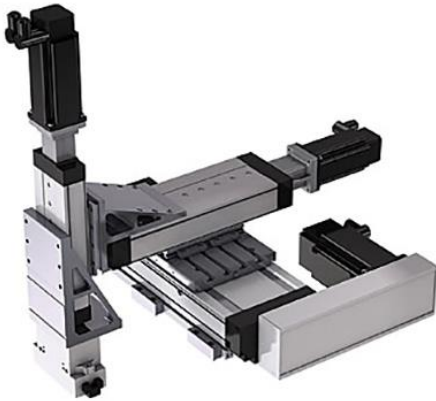
Robotické manipulátory jsou programovatelná mechanická zařízení určená pro manipulaci s materiálem, skládání dílů a další. Skládají se ze série kloubů a vazeb, které celému manipulátoru udávají počet stupňů volnosti nebo také počet os. Každý stupeň volnosti neboli osa má svůj motor. Nejčastěji se používají čtyřosé až šestiosé manipulátory, které nejuvěrněji napodobují lidskou ruku. [6]

Jedna část robotického manipulátoru je napevno spojená s rámem a druhá část je volná. Na volném konci je koncový efektor, který určuje funkci robota. Nejčastěji se jedná o funkci uchopovací nebo nástrojovou. [6] [7]

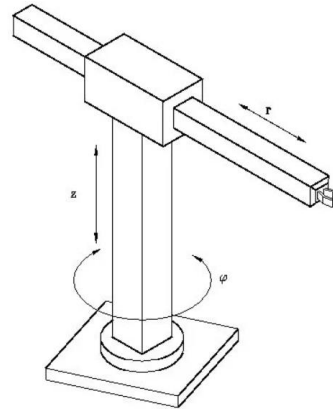
Nejčastějšími konstrukcemi robotických manipulátorů jsou kartézská, cylindrická, sférická, kloubová nebo SCARA konstrukce. Typ konstrukce určuje pracovní prostor manipulátoru. [8]

U kartézské konstrukce (Obr. 6) je prostor obdélníkový a skládá se většinou z lineárních aktuátorů, které zajišťují pohyb os, kterými stroj disponuje. Mezi výhody kartézské konstrukce patří vysoká přesnost, jednoduché řízení a nízká cena. Mezi nevýhody patří složitá konstrukce a velké zástavbové rozměry. [8] [9]

Cylindrická konstrukce (Obr. 7) má válcový pracovní prostor a je složena z minimálně jednoho rotačního a dvou prismatických kloubů. Řízení probíhá ve válcovém souřadném systému. Mezi výhody patří jednoduchá instalace a obsluha a malé zástavbové rozměry. Mezi nevýhody patří nízká přesnost a nemožnost dosahu za překážky. [10] [8] [11]



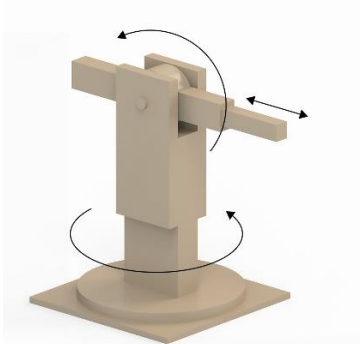
Obr. 6: Kartézský manipulátor [9]



Obr. 7: Cylindrický robot [10]

U sférické (polární) konstrukce (Obr. 8) robot sestává ze dvou rotačních kloubů a jednoho lineárního kloubu. Označuje se sférický, protože tvar pracovní plochy je koule. Výhodou této konstrukce je, že dosáhnou i kolem překážek, velký pracovní prostor a malý montážní prostor. Nevýhodou je, že nemohou dosáhnout nad sebe, dále malá přesnost u rotačních pohybů a složitě řízení. [8] [11]

Další běžnou konstrukcí je SCARA (Obr. 9), což znamená „*selective compliance assembly robot arm*“. „*Selective compliance*“ u tohoto robota znamená, že v horizontální rovině se může mírně zdeformovat, tedy že nemá takovou tuhost. Ve vertikální rovině má naopak tuhost dobrou. Hodí se, pokud je potřeba provádět operace mezi dvěma rovnoběžnými rovinami. Sestávají ze dvou rotačních vazeb umístěnými svisle, které umožňují vodorovný pohyb, a koncového efektoru umožňující svislý pohyb. Používají se při montážích a jemné manipulaci. Výhodou je větší rychlost oproti kartézským robotům, dobrá opakovatelnost, malé rozměry a hmotnost a velký rozsah pracovních pohybů. Nevýhodou je nutnost pracovat v rovnoběžných rovinách a náročnější offline programování. [8] [12] [13]



Obr. 8: Sférický (polární) robot [13]



Obr. 9: SCARA robot ABB IRB 910SC [14]

Delta konstrukce (Obr. 10) je tvořena z paralelních spojovacích vazeb spojených se společnou základnou. Tři motory, které zajišťují rotační pohyb třech ramen, jsou umístěny na společné pevné základně, takže pohybující se konstrukce je velmi lehká a umožňuje vysokých rychlostí při malém zatížení. Delta roboty jsou k dispozici jako tříosé, čtyřosé a šestiosé. Mezi výhody patří velmi vysoká rychlost, vysoká přesnost. Mezi nevýhody patří složité ovládání a kinematika a nutnost používání jednoúčelového ovladače. [12] [8] [13]

Nejběžněji používanou konstrukcí pro manipulátory v dnešní době je kloubová (Obr. 11). Obsahuje pouze rotační vazby (klouby). Mechanicky se snaží přiblížit k lidské paži. Kombinací na sebe rovnoběžných a kolmých kloubových vazeb lze dosáhnout dobrého dosahu při využití malého pracovního místa. Nejběžněji se používají čtyřosé a šestiosé roboty. Výhodami jsou flexibilita, obratnost, dosah a rychlost. Nevýhodami jsou složité programování, složitá kinematika, vysoká hmotnost a nutnost používat jednoúčelový ovladač. [8] [13]



Obr. 10: Delta robot [13]



Obr. 11: Kloubový robot ABB GoFa CRB 1500 [15]

## 2.4. Rešerše strojních částí

V této části bude řešena rešerše jednotlivých strojních částí jako jsou lineární vedení, ložiska, pružiny, elektromotory a další součásti. Na základě této rešerše bude proveden návrh a výběr jednotlivých komponent.

### 2.4.1. Lineární vedení

Lineární vedení zajišťují přímočarý pohyb a polohování. Požadavky kladené na lineární vedení jsou:

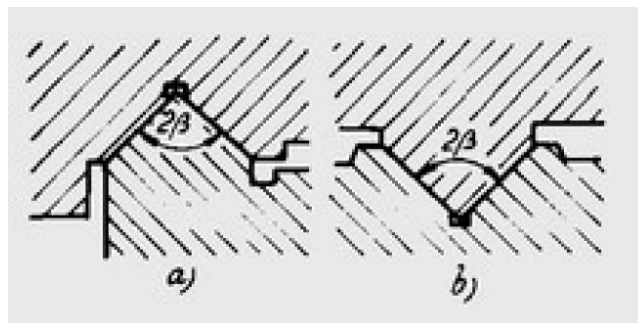
- Nízké pasivní odpory
- Ve vedení nejsou vůle
- Stabilita pohybu v celém rozsahu posuvových rychlostí (při pomalých rychlostech nedochází k poskakování vozíku) [16]

Běžně se používají tyto druhy lineárních vedení [16]:

- Kluzné
- Hydrostatické
- Aerostatické
- Valivé
- Kombinované

## KLUZNÁ VEDENÍ

Hlavní vlastnosti kluzných vedení (Obr. 12) jsou vysoké pasivní odpory ve směru pohybu, jednoduchá konstrukce, schopnost tlumit chvění, snadná údržba a vysoká tuhost. U kluzných vedení je třeba vymezovat vůle vzniklé opotřebením vodících ploch. Snížení součinitele tření a odstranění trhavých pohybů jde docílit použitím obložení. Obložení mohou být tuhá, nanášená v kašovitém stavu nebo nanášená v tekutém stavu. Nehodí se pro rychle se pohybující aplikace. Výhodou je nízká cena. [16] [17]



Obr. 12: Provedení kluzného vedení [16]

## HYDROSTATICÁ VEDENÍ

U hydrostatického vedení je zatížení přenášeno tlakem oleje, nedochází tedy ke styku vodících ploch a veškeré tření při pohybu je pouze kapalinné. Výhodou jsou velmi nízké pasivní odpory, dobrá tuhost, schopnost tlumit kmitání a vysoká životnost, protože nedochází k mechanickému kontaktu vodících ploch. Nevýhodou je komplikovaná konstrukce, náročná výroba i údržba. [16]

## VALIVÁ VEDENÍ

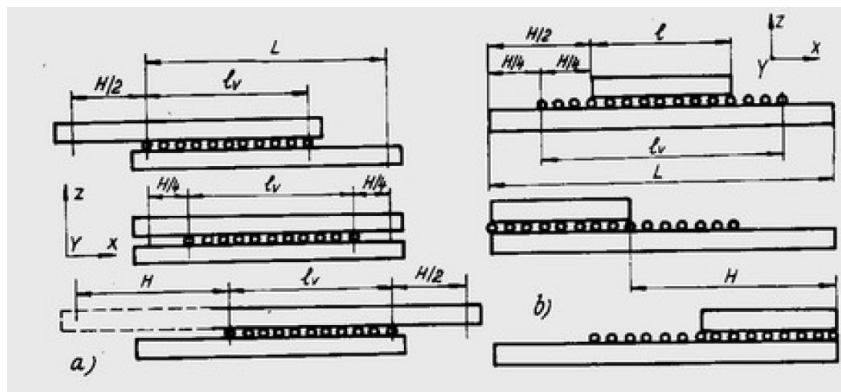
U tohoto typu vedení dochází mezi vodícími plochami k tření valivému. Výhodou valivého vedení je malé tření ve směru pohybu, které se podle rychlosti pohybu nemění. Ve vedení není žádná vůle, má vysokou tuhost, ale malou schopnost tlumit vibrace. Konstrukce je jednoduchá, ale výroba náročná (vodící elementy jsou kalené a broušené). [16]

Valivá vedení můžeme dělit podle například podle použitých tělísek, podle tvaru valivých drah, podle předpětí a podle délky vedení. [16]

Nejčastěji používané jsou elementy kuličkové, válečkové nebo jehlové. Speciálním případem jsou vedení s kladkami. [16]

Podle předpětí můžeme vedení dělit na nepředepjatá, předepjatá a částečně předepjatá. Vedení nepředepjaté má vždy vůle, a tedy tuhost takového vedení v nezátženém stavu je velmi malá. Vedení předepjatá mají odstraněné vůle a vyšší tuhost. Předpětí je možno zajistit zvýšením počátečního zatížení nebo počátečním přitlačením protilehlých valivých tělísek k sobě. [16]

Pro malé dráhy vedení je možno použít vedení jako na Obr. 13. Valivé elementy jsou rozprostřeny po dráze, takže je potřeba velké množství valivých elementů.



Obr. 13: Uspořádání lineárního vedení pro krátké dráhy [16]

Pro dlouhé dráhy lineárního vedení je výhodné použít vedení s recirkulací valivých elementů. [16]

## ROLNÍČKOVÁ VEDENÍ

Toto vedení využívá roln (Obr. 14), které se odvalují po tvarové stykové ploše. Tento tvar může být plochý, může mít tvar gotického oblouku nebo tvar V. Nevyžadují náročnou údržbu ani přesnou montáž, ale nejsou velmi přesná ani tuhá. Nejsou vhodná pro dynamické aplikace, protože může dojít k prokluzu roln na kolejnici. [17]



Obr. 14: Rolničkové vedení [17]

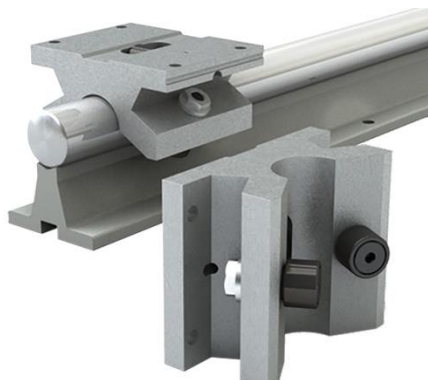
## LINEÁRNÍ VEDENÍ S OBĚHOVÝMI VALIVÝMI ELEMENTY

Tento druh lineárního vedení (Obr. 15) je dnes velmi rozšířený. Snadno se montuje a upravuje. Kolejnice se dodávají v délkách až 6 metrů a je možné je i spojovat. Nevýhodou je nutnost dodržení rovnoběžnosti kolejí, jinak může dojít ke snížení životnosti a zvýšení součinitele tření z důvodu většího předpětí valivých elementů ve vozíčkách. [17] [18]



Obr. 15: Lineární vedení s oběhovými elementy HIWIN [18]

Vodící tyče s lineárními kuličkovými pouzdry (Obr. 16) jsou také příkladem vedení s oběhovými valivými elementy. Jejich výhodou je nižší cena, větší tolerance vůči nepřesnostem montáže oproti vedení s kolejnicí. Nevýhodou je nižší tuhost a nižší maximální rychlost. [19]



Obr. 16: Vodící tyč s lineárním kuličkovým pouzdrem [19]

### 2.4.2. Ložiska

Ložiska slouží k rotačnímu uložení dílů a přenášejí zatížení na další části stroje. Můžeme je rozdělit na ložiska s kluzným třením a valivým třením. [20]

U kluzných ložisek (Obr. 17) dochází ke smykovému tření mezi rotujícím tělesem a ložiskem. Přímý dotyk není z hlediska opotřebení a součinitele tření žádoucí, a proto se používají maziva. Výhodou kluzných ložisek je jednoduchost a nižší cena u větších



průměrů ložisek oproti valivým ložiskům. Nevýhodou je vyšší součinitel tření než u valivých ložisek. [20] [21]

U valivých ložisek (Obr. 18) dochází k odvalování rotující součásti po valivých elementech, což mohou být například kuličky, válečky nebo jehly. Většinou se rotující díl neodvaluje přímo po valivých elementech, ale prostřednictvím vnitřního kroužku ložiska, který se na rotující díl nalisuje. Výhodou valivých ložisek je menší součinitel tření, který se výrazně nemění s rychlostí. Nevýhodou je větší hlučnost a menší schopnost vyrovnávat nesouososti. [20] [22]



Obr. 17: Kluzná ložiska SKF [23]

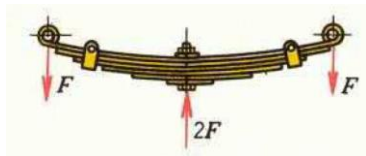


Obr. 18: Kuličkové ložisko SKF [24]

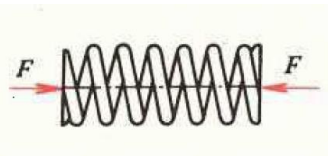
### 2.4.3. Pružiny

Pružiny slouží k akumulaci energie, k zachycování a tlumení rázů, zajišťují vratné pohyby, udržují rovnováhu sil nebo například regulují sílu. Charakteristickou vlastností pružin je deformovatelnost, která je mnohem větší než u jiných strojních součástí. [25] [20]

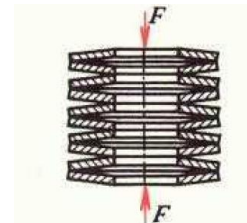
Pružiny lze dělit podle způsobu namáhání na pružiny namáhané ohybem (Obr. 19), pružiny namáhané krutem (Obr. 20) a pružiny namáhané kombinovaně (Obr. 21). [20]



Obr. 19.: Listová pružina [20]



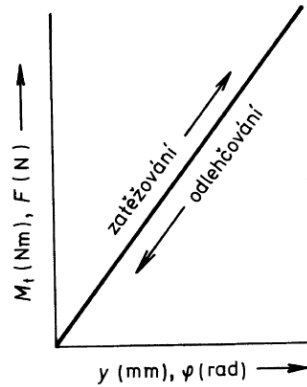
Obr. 20.: Válcová tlačná pružina [20]



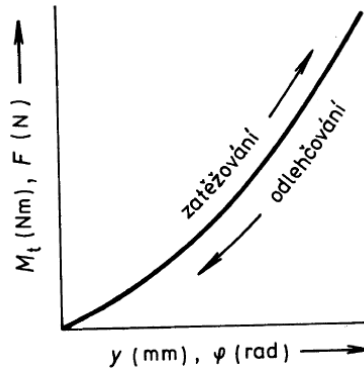
Obr. 21.: Talířová pružina [20]

Podle konstrukce pružiny lze dělit na vinuté z drátů (Obr. 20) a pásů, tyčové, talířové (Obr. 21), kroužkové, svinované, listové (Obr. 19) a speciální. [25] [20]

Podle své konstrukce mají pružiny i různou charakteristiku, což je závislost zatěžující síly nebo momentu na deformaci. Charakteristika může být lineární (Obr. 22) nebo nelineární (Obr. 23). [25]

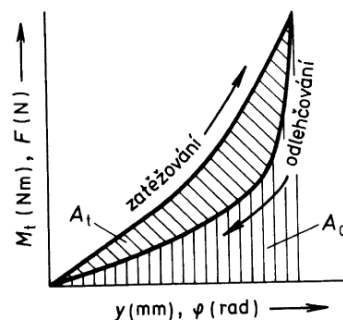


Obr. 22.: Lineární charakteristika [25]



Obr. 23.: Nelineární charakteristika [25]

Pružiny bez vnitřního tření mají charakteristiku zatěžování stejnou jako charakteristiku při odlehčování. Pružiny s vnitřním třením mají tento průběh odlišný, protože dochází k maření deformační energie na teplo (Obr. 24). [25]



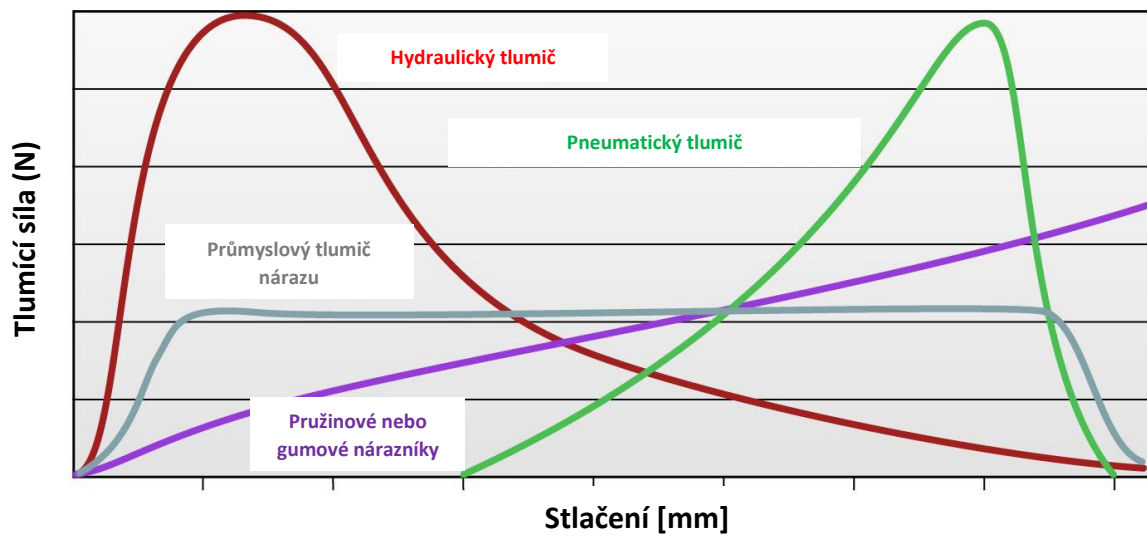
Obr. 24.: Pružiny s vnitřním třením [25]

Pružiny slouží pouze k akumulování energie a při jejich odlehčení dojde k prudkému uvolnění této energie, takže se v některých aplikacích používají s tlumícím elementem.

#### 2.4.4. Tlumiče a plynové pružiny

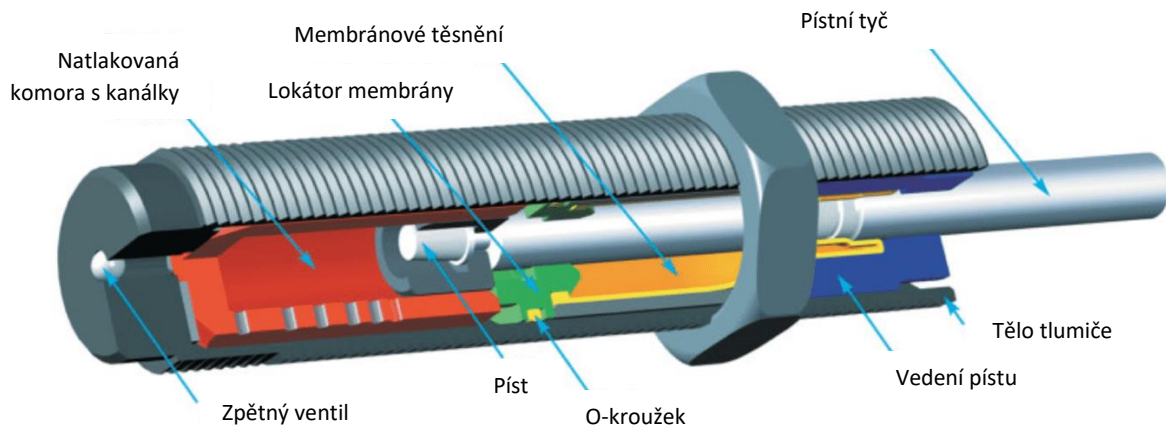
Tlumiče a plynové pružiny se používají k absorbování kinetické energie a její disipaci na teplo. Pohlcují rázy a omezují kmitání. Většina těchto zařízení k tomuto účelu využívá kapaliny nebo plynu. [26]

Na Obr. 25 je porovnání různých tlumících systémů, jde o závislost síly na vzdálenosti stlačení.



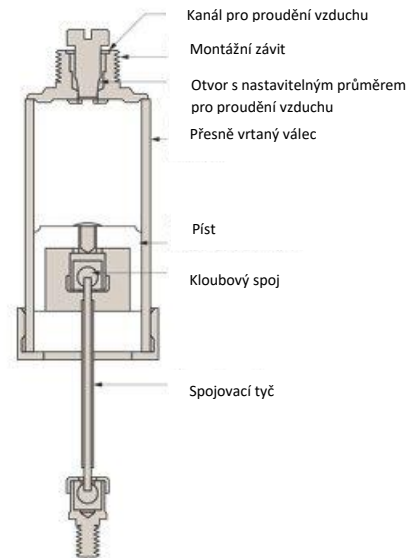
Obr. 25: Porovnání tlumičích mechanismů (upraveno z [26])

Kapalinové tlumiče (Obr. 26) pohlcují kinetickou energii tak, že pohybující se píst žene nestlačitelnou kapalinu skrz malé otvory, čímž dochází k brždění pohybu vlivem tření kapaliny. Tímto třením se kinetická energie mění na teplo, které je následně odváděno tělem tlumiče. [26]



Obr. 26: Kapalinový tlumič nárazu (upraveno z [26])

Pneumatické tlumiče (Obr. 27) využívají stlačitelnosti plynu. Při pohybu pístu směrem dovnitř dochází ke stlačování plynu, čímž se zvyšuje tlak. Část kinetické energie použité na stlačení pístu se disipuje na teplo. Tento typ konstrukce je také znám jako plynová pružina nebo plynová vzpěra (Obr. 28). Výhodou oproti klasickým vinutým pružinám je pozvolnější chod a možnost regulace síly změnou tlaku uvnitř válce. [27] [28]

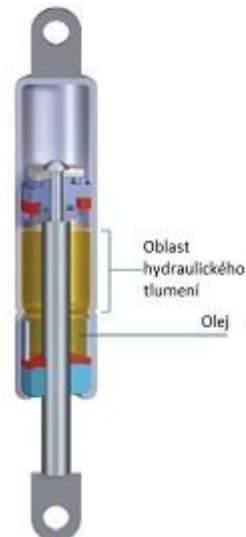


Obr. 27: Pneumatiký tlumič [27]



Obr. 28: Plynové pružiny [28]

Plynové pružiny se často kombinují s hydraulickými tlumícími prvky na svých koncových polohách, takže na začátku anebo konci svého chodu mají zpomalený a plynulý chod (Obr. 29). [29]

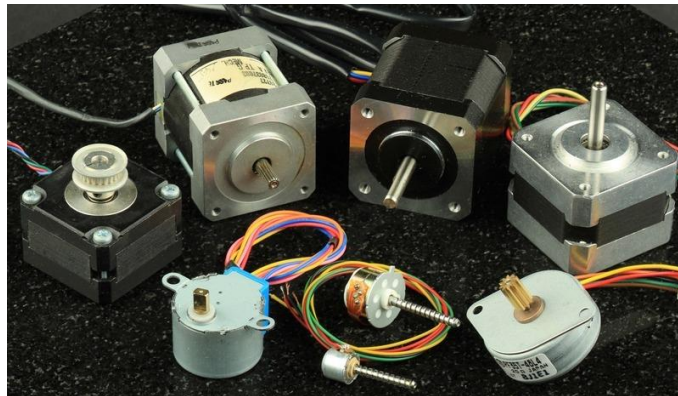


Obr. 29: Plynová pružina LIFT-O-MAT s hydraulicky tlumeným zasunutím a vysunutím [29]

#### 2.4.5. Krokové motory

Krokové motory (Obr. 30) jsou stejnosměrné motory, které se pohybují nespojitě po jednotlivých krocích. Otáčení rotoru je dosaženo napájením cívek v sekvenci, které způsobí otočení rotoru vždy o jeden krok. [30]

Výhodou krokových motorů je přesnost, opakovatelnost, snadná regulace rychlosti a vysoký kroutící moment při nízkých otáčkách. Nevýhodou je nízká účinnost, prudký pokles momentu při vysokých otáčkách a nutnost použití ovladačů, které generují posloupnosti impulsů tak, aby se motor otáčel podle požadavků. Standardně se nedodávají se zpětnou vazbou o své pozici, takže není možné zjistit, když krokový motor ztratí krok. Proto je potřeba využít koncových spínačů pro zajištění referenční polohy. [30] [31]



*Obr. 30: Krokové motory [31]*

Fyzickou velikost krokového motoru je možné poznat podle jeho NEMA čísla, nejběžněji používané motory například v 3D tiskárnách mají velikost NEMA 17. [31]

Další důležitou charakteristikou krokového motoru je počet kroků na otáčku neboli rozlišení. Udává se ve stupních na krok (například  $1,8^\circ$ ) nebo v počtech kroků na otáčku (například 200/otáčka). Čím větší rozlišení krokového motoru, tím nižší maximální otáčky a nižší moment při vysokých otáčkách. [31]

Krokové motory se běžně dodávají s klasickou hřídelí, „D“ hřídelí, ozubenou hřídelí nebo se hřídelí s vodícím šroubem (Obr. 31). [31]



*Obr. 31. Krokový motor s „D“ hřídelí a vodícím šroubem [31]*

### 2.4.6. Servomotory

Servomotory (Obr. 32) jsou stejnosměrné, střídavé synchronní nebo asynchronní motory se zpětnou vazbou, která umožňuje řídit jeho polohu, rychlost a točivý moment. Zpětnovazební zařízení monitoruje veličiny jako proud, rychlost nebo poloha a předává tyto veličiny nadřazenému servozesilovači, který na základě těchto dat upravuje akční veličiny motoru. [32] [33]



Obr. 32: Servomotory [32]

## POROVNÁNÍ KROKOVÝCH MOTORŮ A SERVOMOTORŮ

Servomotory jsou komplikovanější a náročnější na provoz než krokové motory protože vyžadují zpětnovazební řízení. Oproti krokovým motorům jsou dražší, díky zpětné vazbě přesnější a umožňují dodávat vysoký kroutící moment při vysokých otáčkách, zatímco krokové motory dodávají vysoký kroutící moment při nízkých otáčkách. Servomotory také obtížněji drží polohu, kolem které oscilují na základě zpětné vazby. Nevýhodou krokových motorů (bez zpětné vazby) je možnost ztráty kroku a tím přesnosti polohování, zejména pokud pohybují s hmotou s velkou setrvačností. [34]

Shrnutí výhod a nevýhod je uvedeno v Tab. 1.

Tab. 1: Porovnání krokového motoru a servomotoru [32] [33] [34]

Typ motoru	Výhody	Nevýhody
Servomotor	Přesnější, vysoký kroutící moment při vysokých otáčkách	Náročnější řízení, dražší, nemožnost přesně držet polohu
Krokový motor	Jednodušší řízení, příznivější cena	Vysoký kroutící moment pouze při nízkých otáčkách, ztráta přesnosti vlivem ztráty kroku

### 2.4.7. Lineární aktuátory

V této části budou shrnuty nejčastěji používané způsoby převodu rotačního na lineární pohyb používané pro přesné pozicování a jejich výhody a nevýhody.

#### ŠROUB A MATICE

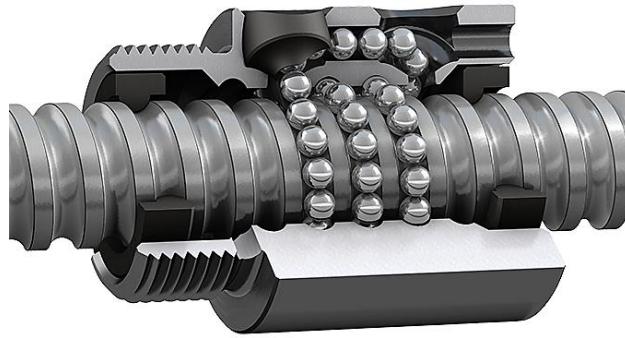
U tohoto provedení dochází k převodu rotačního na lineární pohyb pomocí šroubu a matice. Otáčí se buď šroub a matice je pevná, nebo se otáčí matice a šroub je pevný. Při klasickém provedení má toto uspořádání špatnou účinnost, protože dochází k velkému tření na závitové ploše. Pro běžné pohybové šrouby se používá závit lichoběžníkový, a pro přesné aplikace závit plochý. [16]

U aplikací nenáročných na přesnost se používají matice bez možnosti vymezení vůle. Takový pohon má pak při změně směru vůle a dochází ke ztrátě přesnosti. Vymezení vůle se zajišťuje například pomocí odtlačovacího šroubu, klínů nebo pomocí pružin (Obr. 33). Vymezením vůle dojde ale také ke zvýšení tření, takže je potřeba volit silnější motor. [16] [35]



*Obr. 33: Matice s vymezením vůle pomocí pružin [36]*

Ve snaze snížit tření a zlepšit účinnost se používají kuličkové šrouby (Obr. 34). Kinematicky fungují na stejném principu jako klasické trapézové šrouby, ale tření v závitě je nahrazeno valivým třením oběžných kuliček. Pro zvýšení tuhosti a odstranění vůlí se používají předepnuté matice, podobně jako u trapézových šroubů. [16] [37]



*Obr. 34: Řez kuličkovým šroubem [37]*

Trapézový šroub má oproti kuličkovému šroubu větší tření, díky čemuž je samosvorný, takže nevyžaduje brzdu, ale je obtížné s mechanismem pohybovat jinak než otáčením šroubu a motoru. [37]

Trapézové i kuličkové šrouby se navrhují na tlak v závitech, tah, krut a na vzpěr. Pohybové šrouby se hodí pro omezené délky a menší rychlosti kvůli vibracím. [38] [39]

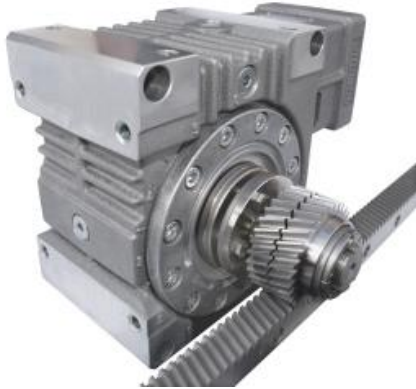
### **OZUBENÝ HŘEBEN A PASTOREK**

Ozubený hřeben je prakticky rozvinuté ozubené kolo. Odvalováním pastorku po hřebenu dochází k převodu rotačního pohybu na lineární. Přímočaře se pohybovat může buď pastorek nebo hřeben. [39]

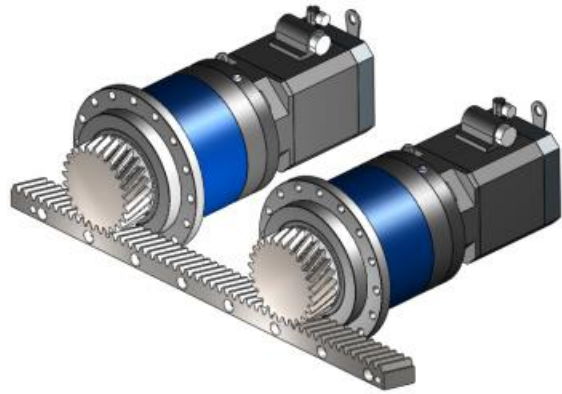
Výhodou ozubeného hřebenu a pastorku je vysoká tuhost, možnost použití na dlouhé dráhy, kdy lze ozubené tyče i napojovat. Další výhodou je vysoká účinnost, protože dochází k odvalování zubů. Tento druh převodu je nesamosvorný. [39]

Nevýhodou může být vůle v ozubení, která se ale dá vyřešit použitím dvou pastorků nebo děleného pastorku. Konstrukce s děleným pastorkem (Obr. 35) pracuje tak, že pastorek je „rozříznutý“ na dvě části, kdy jedna část je použita pro pohyb systému a druhá část je pružinou dotlačována do opačného směru, čímž dojde k vymezení vůle v ozubení. U konstrukce s použitím dvou pastorků (Obr. 36) je jeden pastorek použit pro pohyb systému, zatímco druhý je pastorek je předepínán druhým motorem. [40] [41] [42]





Obr. 35: Vymezení vřlí použitím děleného pastorku [42]



Obr. 36: Vymezení vřlí použitím dvou pastorků [41]

## LINEÁRNÍ ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Lineární řemenový převod (Obr. 37) používá soustavu řemenic a řemenu a případně napínacích kladek. Často je převod řešený tak, že je řemen ukotvený k pohybuující se části. Soustava je předepnutá, takže při změně směru nedochází ke ztrátě přesnosti vlivem vřlí. Ke ztrátě přesnosti může ale dojít vlivem malé tuhosti systému, protože řemeny jsou poddajné, aby mohly být ohýbány přes řemenice a kladky. To může nastat u soustav s velkou setrvačností, případně u soustav s velkým a kolísavým zatížením. Nevýhodou řemenového převodu je také nutnost napínání a dopínání řemene kvůli jeho opotřebovávání a prodlužování. [39] [40] [43]



Obr. 37: Lineární řemenový aktuátor [44]

## PNEUMATICKÉ A HYDRAULICKÉ VÁLCE

Pneumatické válce (Obr. 38) zajišťují lineární pohyb přiváděním stlačeného vzduchu, které tlačí píst skrz dutý válec. Výhodou pneumatických válců je jejich jednoduchost, snadná regulace rychlostí, síly, plynulý chod a cena. Nevýhodou je nutnost externě přivádět stlačený vzduch a nízká přesnost oproti elektrickým aktuátorům. Na trhu existují pneumatické aktuátory se zpětnovazebním řízením polohy, ty jsou však cenově nevýhodné oproti elektrickým a mají složitější řízení. Další nevýhodou je větší hlučnost. [45]

Hydraulické válce pracují na podobném principu, ale místo stlačeného vzduchu je do prostoru před píst přiváděna kapalina. Hodí se pro aplikace vyžadující velkou sílu a díky nestlačitelnosti kapaliny mohou sloužit i k fixování polohy při odpojení čerpadlu.

Nevýhodou je nutnost čerpadla, nádrže na kapalinu a komplexního hydraulického obvodu. Přesné polohování rovněž vyžaduje zpětnovazební řízení. [45]



*Obr. 38: Pneumatický válec FESTO DSBC [46]*

## **POROVNÁNÍ LINEÁRNÍCH AKTUÁTORŮ**

V Tab. 2 je uvedeno porovnání výhod a nevýhod jednotlivých lineárních aktuátorů.

*Tab. 2: Porovnání lineárních aktuátorů [37] [38] [39] [40] [43] [45]*

Typ aktuátoru	Výhody	Nevýhody
Trapézový šroub a matice	Nízká cena, jednoduché vymezování vůlí	Nízká účinnost, nevhodné pro dlouhé dráhy a velké rychlosti
Kuličkový šroub a matice	Vysoká účinnost, jednoduché vymezování vůlí	Vysoká cena, nutnost vymezování vůlí, nevhodné pro dlouhé dráhy a velké rychlosti
Ozubený hřeben a pastorek	Vysoká účinnost, dobrá tuhost, příznivá cena, možnost napojovat hřebeny u velmi dlouhých drah	Obtížné vymezování vůlí
Lineární řemenový převod	Příznivá cena, jednoduché vymezování vůlí	Nízká tuhost – možná ztráta přesnosti, nutnost dopínání řemene
Pneumatické a hydraulické válce	Snadná regulace síly a rychlosti	Hlučnost, obtížná regulace polohy

### 2.4.8. Mechanismy pro přenos kroutícího momentu

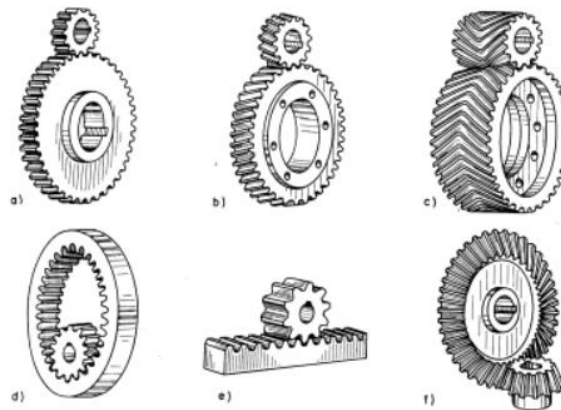
V této části budou porovnány mechanismy, které se používají pro přenos kroutícího momentu z jednoho dílu na druhý. Rozeberu pouze mechanismy, kde dochází k přenosu sil dotykem, protože u třecích převodů může docházet k nedefinované ztrátě přesnosti vlivem prokluzů, což je u aplikací vyžadující přesné polohování nežádoucí.

#### OZUBENÝ PŘEVOD

Ozubený převod nejrozšířenější druh převodového mechanismu. Převod sestává ze dvojice ozubených kol – soukolí, tedy ze hnaného a hnacího kola. Menší kolo se označuje jako pastorek a větší jako kolo. [25]

Výhodou tohoto převodu je kompaktnost, možnost vysokých převodových čísel a vysoká životnost. Nevýhodou je nemožnost přenášet výkon na velké osové vzdálenosti a nutnost použití maziv, jejichž aplikace může být při některých použitích problematická nebo nežádoucí. Další nevýhodou je nízké tlumení vibrací a vyšší cena. [47]

Na Obr. 39 je ukázka různých druhů ozubení a uspořádání převodů.



Obr. 39: Ozubené převody [25]

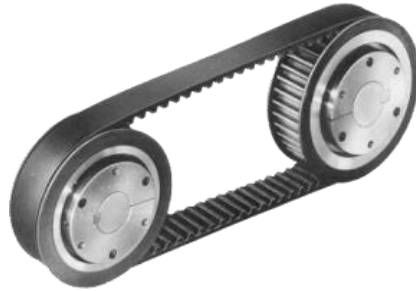
#### ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Řemenový převod (Obr. 40) využívá řemenic a řemenu pro přenos výkonu mezi hřídelemi. Většinou se používá pro malé až střední výkony a pro přenos výkonu na velké vzdálenosti, zpravidla mezi rovnoběžnými hřídeli. [47]

Výhodami jsou velké přípustné obvodové rychlosti, pružný záběr a malá hlučnost, protože řemen svou pružností vyrovnává rázy. Řemen je vyroben zpravidla z poddajných materiálů, takže při záběru řemene a řemenice nevzniká velké množství hluku a vibrací. Další výhodou je nenáročnost na přesnost výroby a možnost přenášet výkon i mezi mírně nesouosými hřídeli. Mezi nevýhody patří možnost prokluzu řemene při nesprávném předepnutí, zvýšené namáhání hřídelí vlivem ohybu, který je způsobený předepínací silou.

Další nevýhodou je prodlužování a protahování řemene vlivem opotřebení nebo vznik statické elektřiny vlivem prokluzu. [25] [47]

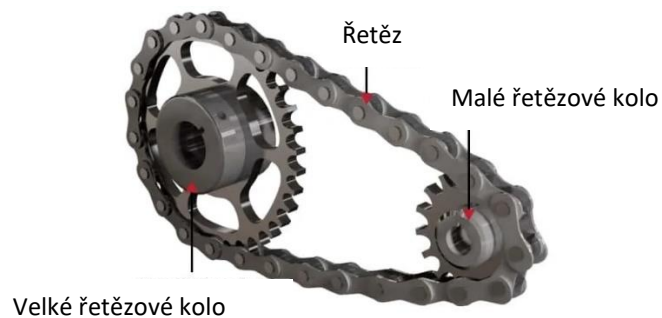
Prokluz je do velké míry eliminován použitím synchronních řemenů, které jsou ozubené (Obr. 40). [39]



Obr. 40: Řemenový převod [39]

## ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Řetězové převody (Obr. 41) využívají řetězu a řetězových kol pro přenos malých až středních výkonů na velké vzdálenosti mezi rovnoběžnými hřídeli. Rozlišují se převodové, zdvihací a transportní řetězy. Převodové řetězy se používají do převodového poměru  $i = 7$ . Mezi výhody řetězových převodů patří nenáročnost na pracovní prostředí, vysoká účinnost a životnost. Mezi nevýhody patří nerovnoměrný chod vlivem polygonového efektu, nutnost dopínání řetězu vlivem opotřebení. Oproti řemenům je řetězový převod hlučnější, dražší na výrobu a náročnější na rovnoběžnost hřídelů. [25] [47]



Obr. 41: Řetězový převod (upraveno z [48])

## POROVNÁNÍ MECHANISMŮ PRO PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU

Porovnání výhod a nevýhod je uvedeno v Tab. 3.

*Tab. 3: Porovnání mechanismů pro přenos kroutícího momentu [25] [47]*

Typ převodu	Výhody	Nevýhody
Ozubený převod	Kompaktnost, tuhost, vysoká převodová čísla	Obtížný přenos na dlouhé vzdálenosti, vůle v ozubení
Ozubený řemenový převod	Vymezené vůle předepínáním, tlumení vibrací, přenos i mezi mírně nesouosými hřídeli	Nutnost předepínání, opotřebení řemene – nutnost dopínání
Řetězový převod	Nenáročnost na prostředí	Polygonový efekt, nutnost dopínání, hlučnost

### **3. Praktická část práce**

V této části práce provedu návrh a výběr komponent pro dílčí konstrukční uzly pracoviště (viz Obr. 1, Obr. 42, Obr. 43).

Celá konstrukce včetně zakrytování musí mít půdorys maximálně 1500 x 750 mm z transportních důvodů. Konstrukce musí být rovněž zakrytovaná, aby dovnitř nepronikalo světlo, které by mohlo znequalitnit zaostření. Nežádoucí je rovněž použití odrazivých materiálů s velkou plochou, protože odlesk z nich by mohl opět snížit kvalitu zaostření.

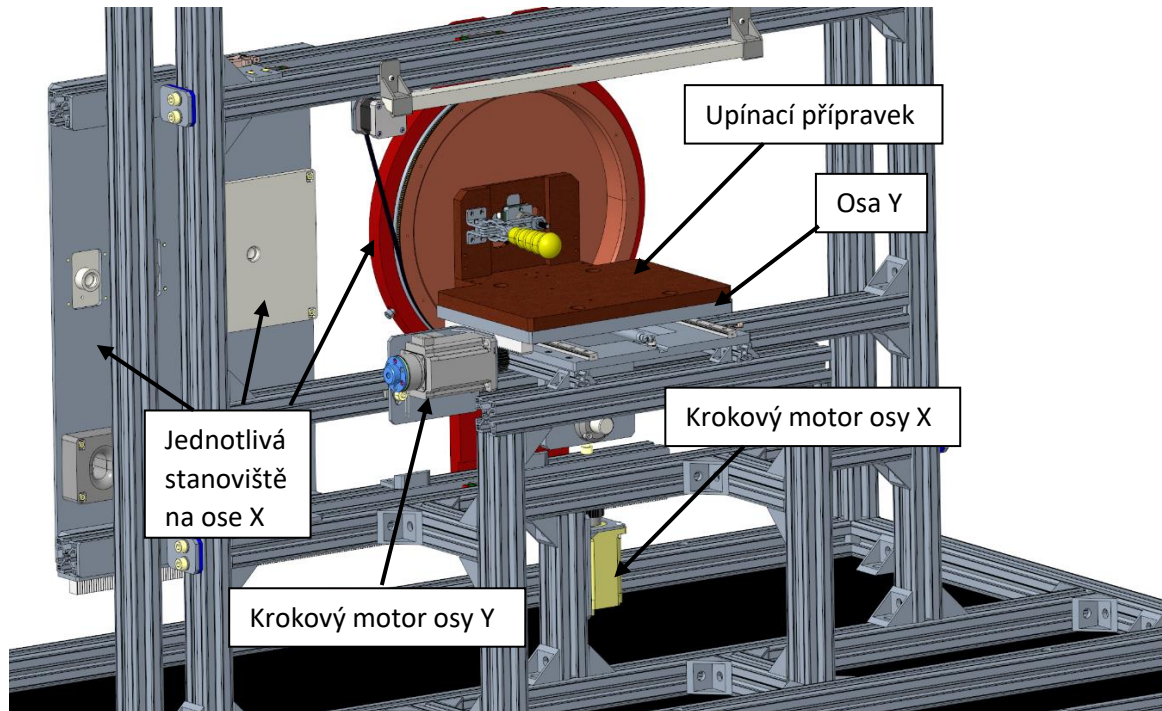
#### **3.1. Rozbor uspořádání**

Jedním z možných uspořádání je použití robotického manipulátoru, který by mohl zajistit polohování (vlození optické soustavy do stanoviště). Výhodou by byla možnost koupit hotového robota. Nevýhodou je vysoká cena takového manipulátoru nebo nevyhovující konstrukce z hlediska zástavbových rozměrů.

Dalším možným uspořádáním je vlastní modulární konstrukce. Na lineární osy X a Y bude použito lineární vedení s lineární aktuátorem a na otáčivou osu Z ložiska a rotační motor.

#### **3.2. Rozbor posloupnosti pohybů**

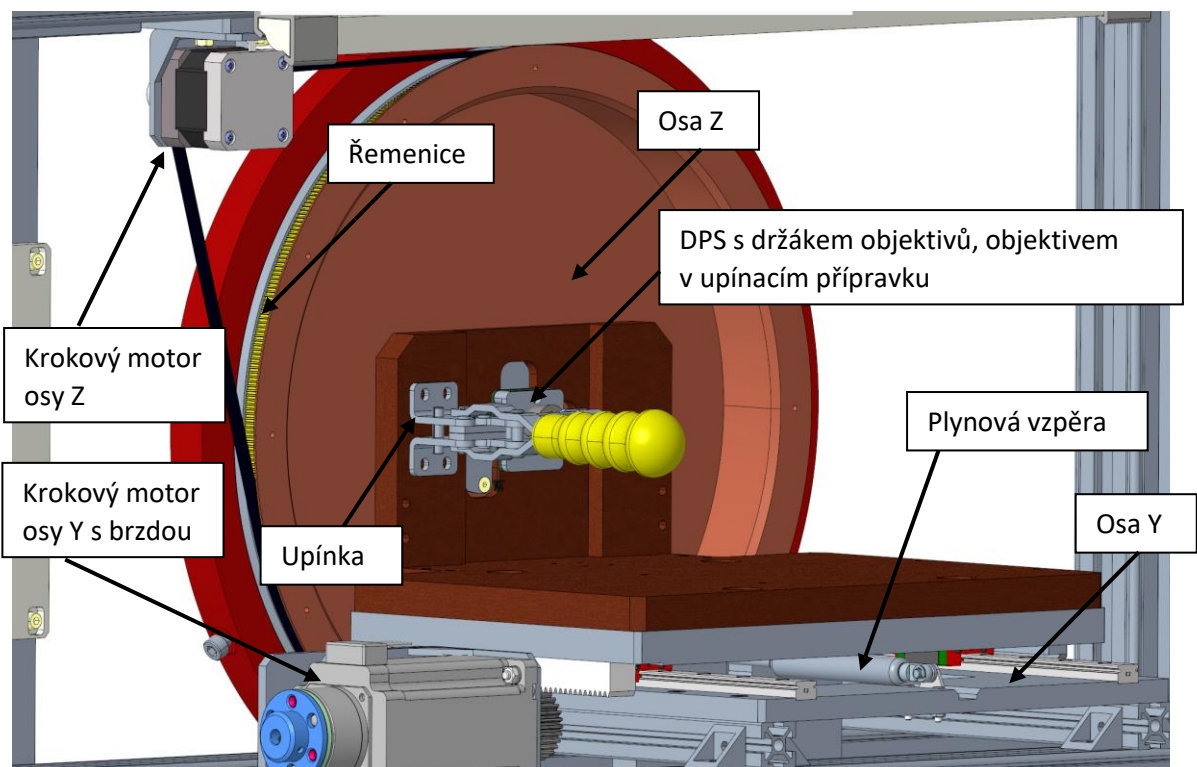
Podélná osa, kterou označím jako osu X (viz Obr. 1, Obr. 42, Obr. 43), slouží ke změně pozice jednotlivých stanovišť. Jakmile je osa X v definované pozici, je možné pomocí příčné osy, kterou označím jako Y, zajet dopředu, čímž dojde k mechanickému zaaretování pomocí čepu a odpovídajících pouzder (každá pozice má své pouzdro). Při zapozicování do stanoviště, které zajišťuje ostření je možné otáčet s osou Z, která pomocí zubů otáčí s objektivem. Otáčením objektivu dochází ke změně vzdálenosti ohniskové roviny a software, který není součástí této práce, s objektivem střídavě otáčí, dokud se tato rovina neprotíná s rovinou obrazového snímače.



Obr. 42: Model pracoviště s popisky

Po naostření dojde k vyjetí osy Y z pozice a může dojít ke změně stanoviště pomocí osy X. Po njetí osy X do správné pozice je opět možné zajet s osou Y dopředu, čímž opět dojde k mechanickému zaaretování.

Po vystřídání všech stanovišť (do některých stanovišť může zajet i vícekrát) dojde k vyjetí osy Y ven a zahlášení obsluze, že je možné do pracoviště umístit další kameru.



Obr. 43: Detail na osu Z a upínací přípravek

### 3.3. Volba lineárního aktuátoru a lineárního vedení podélné osy X

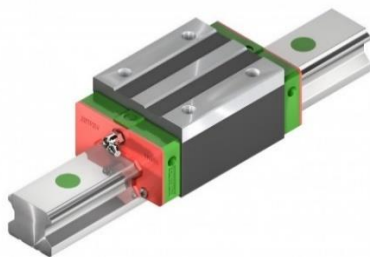
Lineární vedení této osy je poměrně dlouhé ( $L = 1000 \text{ mm}$ ) a rozsah pohybů je přibližně  $700 \text{ mm}$ . Tato osa slouží pro změnu jednotlivých stanovišť, takže se předpokládá co nejvyšší možná rychlost posuvu, protože čas strávený změnou pozice chci co nejvíce omezit. Proto volím pro tuto osu ozubený hřeben s pastorkem a jako pohon krokový motor. Ozubené hřebeny a pastorky jsou běžně dostupné v několika modulech a délkách, snadno se montují a jsou i cenově výhodné. Nevýhodou je hlučnější chod, což je možné částečně vyřešit použitím plastových pastorků anebo hřebenů. Další nevýhodou je vůle v ozubení, která může zhoršit opakovatelnost, což lze vyřešit děleným pastorkem nebo použitím dvou motorů. Tento potenciální nedostatek v přesnosti řeším mechanickým aretováním pomocí čepů a pouzder.

Krokový motor volím z důvodu jednoduchosti řízení a příznivější ceny. Potenciální ztráta přesnosti (ztráta kroků) je řešena pomocí mechanického aretování pomocí čepu a pouzder.

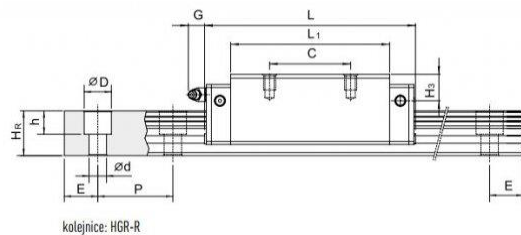
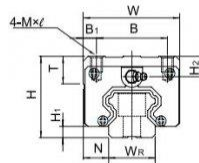
Na základě rešerše jsem se pro osy X a Y rozhodl použít lineární vedení s oběhovými valivými elementy, a to z důvodu dobré přesnosti, dobré tuhosti, snadné montáže a snadné dostupnosti.

#### 3.3.1. Návrh lineárního vedení a motoru podélné osy X

Tato osa slouží pro polohování jednotlivých testovacích stanovišť. Jako vedení pro tuto osu bylo zvoleno lineární vedení s oběžnými válečky HIWIN HGH 15 CA (Obr. 44) a (Obr. 45).



Obr. 44: Lineární vedení HIWIN řady HGH [49]



Obr. 45: Schéma vedení HIWIN HGH [49]

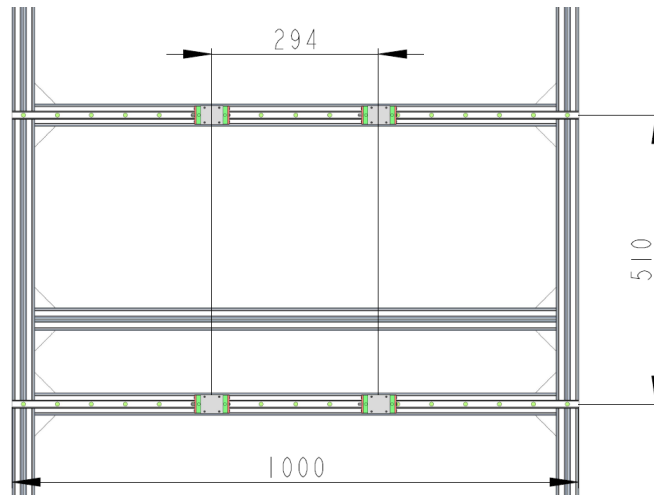
Rozměry a hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4

Tab. 4: Parametry lineárního vedení HGH 15 CA [49]

	$H$ [mm]	$W$ [mm]	$B$ [mm]	$C$ [mm]	$L$ [mm]	$M \times l$	$C_{dyn}$ [N]	$C_{stat}$ [N]
HGH 15 CA	28	34	26	26	61,4	M4x5	11380	16970

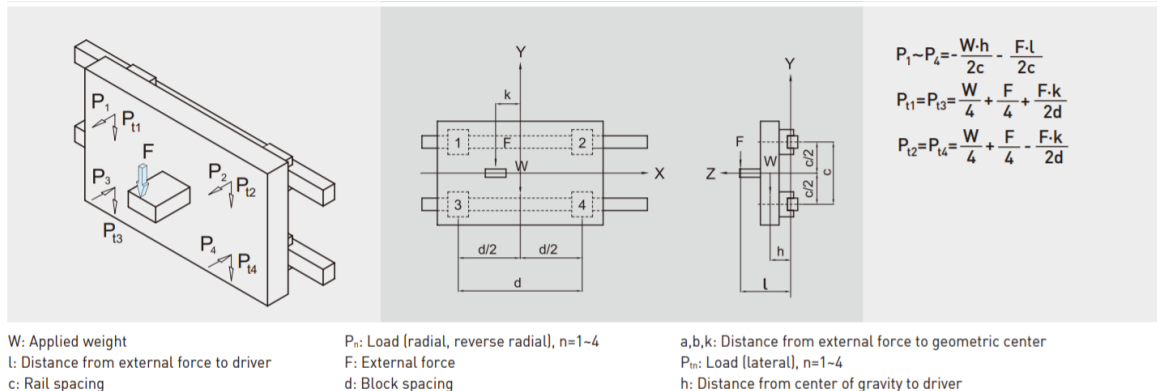


Výpočet bude proveden podle katalogu výrobce HIWIN [50]. Vozíky jsou zatíženy vlastní tíhou dílů, které jsou k nim přišroubovány. Mezi tyto díly patří jednotlivá testovací stanoviště podle Obr. 1. Vozíky jsou dále zatíženy setrvačnými silami, které vznikají při rozjezdu a dojezdu. Schéma s rozměry je na Obr. 46.



Obr. 46: Schéma lineárního vedení podélné osy X

Schéma se zatížením je na Obr. 47.



Obr. 47: Schéma zatížení lineárního vedení statickou silou [50]

$$P_{1\sim 4stat} [N]$$

$$W = 12,5 \cdot 9,81 = 122,625 \text{ N}$$

$$h = 52,5 \text{ mm}$$

$$c = 510 \text{ mm}$$

statické zatížení jednoho vozíku

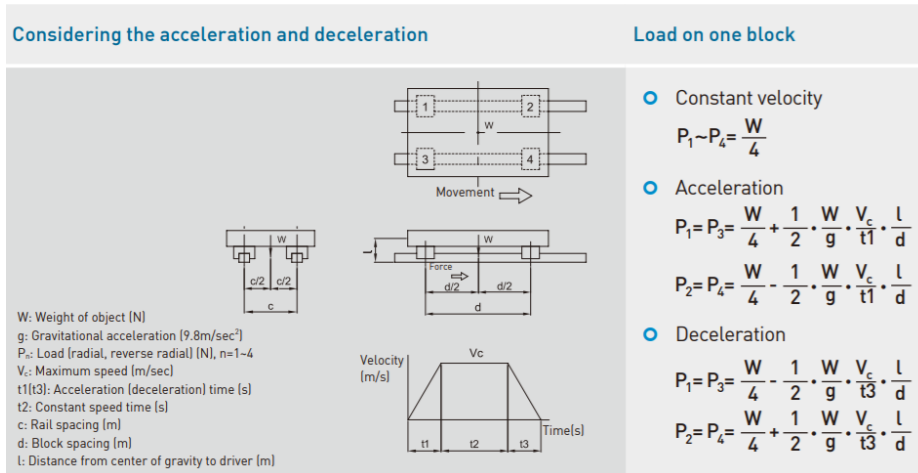
vlastní tíha pohybujících se dílů

vzdálenost středu gravitace od vozíku

rozpětí kolejnic

$$P_{1\sim 4stat} = \frac{W \cdot h}{2c} = \frac{122,625 \cdot 52,5}{2 \cdot 510} = 6,3 \text{ N} \quad (1)$$

Ke statickému zatížení vozíků se připočte dynamické zatížení podle Obr. 48



Obr. 48: Schéma pro výpočet dynamického zatížení [50]

$$P_{1\sim 4dyn} [N]$$

$$P_{1\sim 4} [N]$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$v_c = 300 \text{ mm/s}$$

$$t_1 = 1 \text{ s}$$

$$d = 294 \text{ mm}$$

$$l = 52,5 \text{ mm}$$

dynamické zatížení jednoho vozíku

celkové zatížení jednoho vozíku

tíhové zrychlení

pojezdová rychlost

doba rozjezdu

rozpětí lineárních vozíků

vzdálenost středu gravitace od vozíku

Maximální pojezdová rychlost byla stanovena na  $v_c = 300 \text{ mm/s}$  a doba rozjezdu  $t_1 = 1 \text{ s}$ . Pro zatížení vozíků tedy platí:

$$P_{1\sim 4dyn} = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{v_c}{t_1} \cdot \frac{l}{d} \quad (2)$$

$$P_{1\sim 4dyn} = \frac{12,5 \cdot 9,81}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{12,5 \cdot 9,81}{9,81} \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3}}{1} \cdot \frac{52,5}{294} = 31 \text{ N}$$

Součet statického zatížení a dynamického zatížení je:

$$P_{1\sim 4} = P_{1\sim 4stat} + P_{1\sim 4dyn} = 6,3 + 31 = 37,3 \text{ N} \quad (3)$$

Výsledné zatížení porovnám s dynamickou únosností podle katalogového listu [50] uvedené v Tab. 4:

$$\begin{aligned} P_{1\sim 4} &< C_{dyn} \\ 37,3 &< 11380 \end{aligned} \quad (4)$$

Podle [50] je dále možné spočítat trvanlivost vozíků  $L$  jako:

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{P_{1\sim 4}} \right)^3 \cdot 50 = \left( \frac{11380}{37,3} \right)^3 \cdot 50 = 1,42 \cdot 10^9 \text{ km} \quad (5)$$

Při uvažování, že při ostření a testování jednoho kusu kamery na této ose bude uražena vzdálenost přibližně 1,5 m (použit některá stanoviště je možné i vícekrát), tak by trvanlivost vyjádřená v počtech kusů  $L_{kus}$  byla:

$$L_{kus} = \frac{L}{1,5} = \frac{1,42 \cdot 10^9}{1,5} = 9,47 \cdot 10^8 \text{ kusů} \quad (6)$$

Což je prakticky neomezená trvanlivost a vozíky jsou dostatečně nadimenzované. Tato řada byla zvolena hlavně kvůli vyhovujícím připojovacím rozměrům.

Z normálové síly na vozíky je možno spočítat třecí sílu lineárního vedení podle [18] jako:

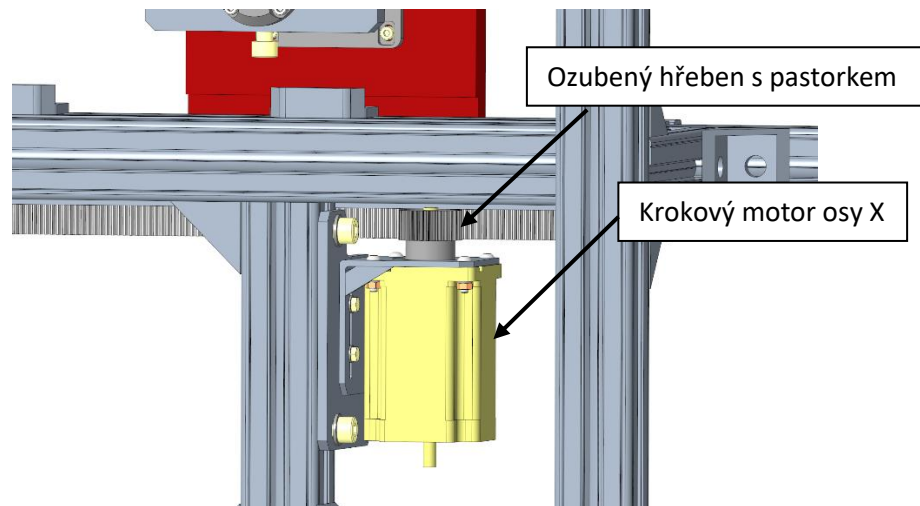
$$T = \mu \cdot W + S \quad (7)$$

Kde je:

$T [N]$	třecí odpor
$W [N]$	normálové zatížení vozíku
$S [N]$	třecí odpor valivých elementů a odpor způsobený viskozitou maziva
$\mu = 0,004$	součinitel tření pro lineární kuličkové vedení

Pro zatížení menší jak 10 % statické únosnosti tvoří složka  $S$  nezanedbatelnou součást tření, ale výpočtem ji lze zjistit velmi obtížně, proto byla třecí síla  $T$  určena experimentálně siloměrem na  $T = 20 \text{ N}$ .

Převod rotačního pohybu krokového motoru na lineární pohyb je realizován pomocí ozubeného hřebenu a pastorku (Obr. 49).



*Obr. 49: Detail na ozubený hřeben a krokový motor podélné osy*

Pro tichý a klidný chod byla zvolena kombinace plastového pastorku z materiálu POM (Obr. 50) a ocelového ozubeného hřebenu z ocele C45 (Obr. 51). Ozubení je evolventní s modulem 1 mm a pastorek má 30 zubů.

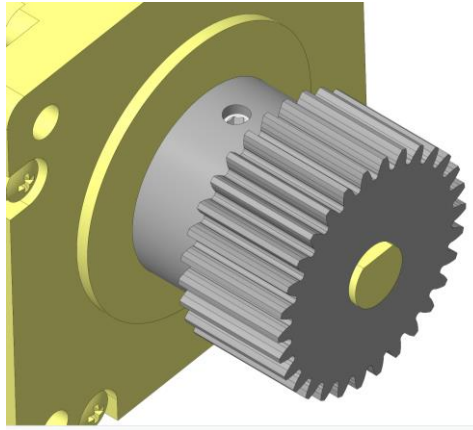


*Obr. 50: Ozubené kolo modul 1, 30 zubů [51]*



*Obr. 51: Ozubený hřeben modul 1 [52]*

Pastorek je s krokovým motorem spojen pomocí stavěcího šroubu a zfrézované hřídele (tzv. D hřídel) (Obr. 52).



Obr. 52.: Spojení hřídele motoru a pastorku

Třecí sílu (odpor proti valení)  $T$  a dynamické síly při zrychlování  $F_{dyn}$  musí překonávat krokový motor. Krouticí moment se tedy vypočte:

$$M_k = (T + F_{dyn}) \cdot \frac{d}{2} = \left( 20 + 12,5 \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3}}{1} \right) \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,36 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

Kde je:

$$M_k [N \cdot m]$$

$$T = 20 \text{ N}$$

$$F_{dyn} = m \cdot \frac{v_c}{t_2} [N]$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

krouticí moment potřebný pro pojezd osy X  
experimentálně určená třecí síla  
dynamická síla při zrychlování

valivý průměr zvoleného pastorku

Zvolený krokový motor musí mít krouticí moment větší než vypočtený a musí tento moment být schopný dodávat při požadovaných otáčkách  $n_c$ , které se vypočítají jako:

$$n_c = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{v_c}{\frac{d}{2}} = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3}}{\frac{30 \cdot 10^{-3}}{2}} = 191 \text{ ot/min} \quad (9)$$

Kde

$$n_c \left[ \frac{\text{ot}}{\text{min}} \right]$$

$$v_c = 300 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

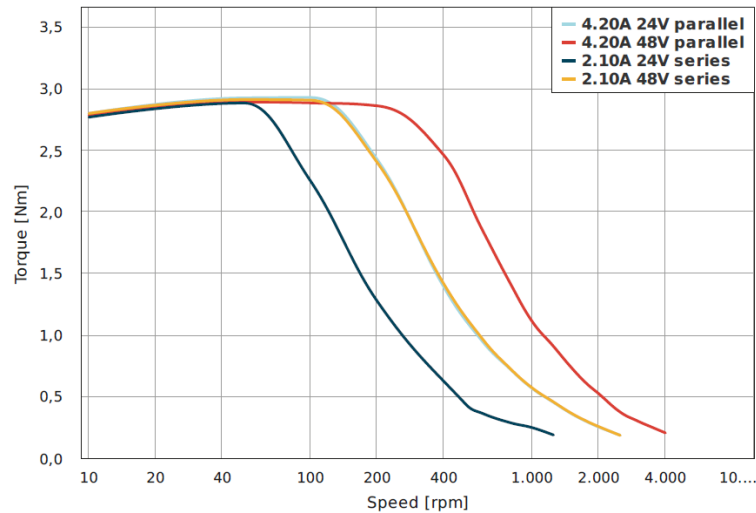
otáčky krokového motoru

pojezdová rychlost

valivý průměr zvoleného pastorku

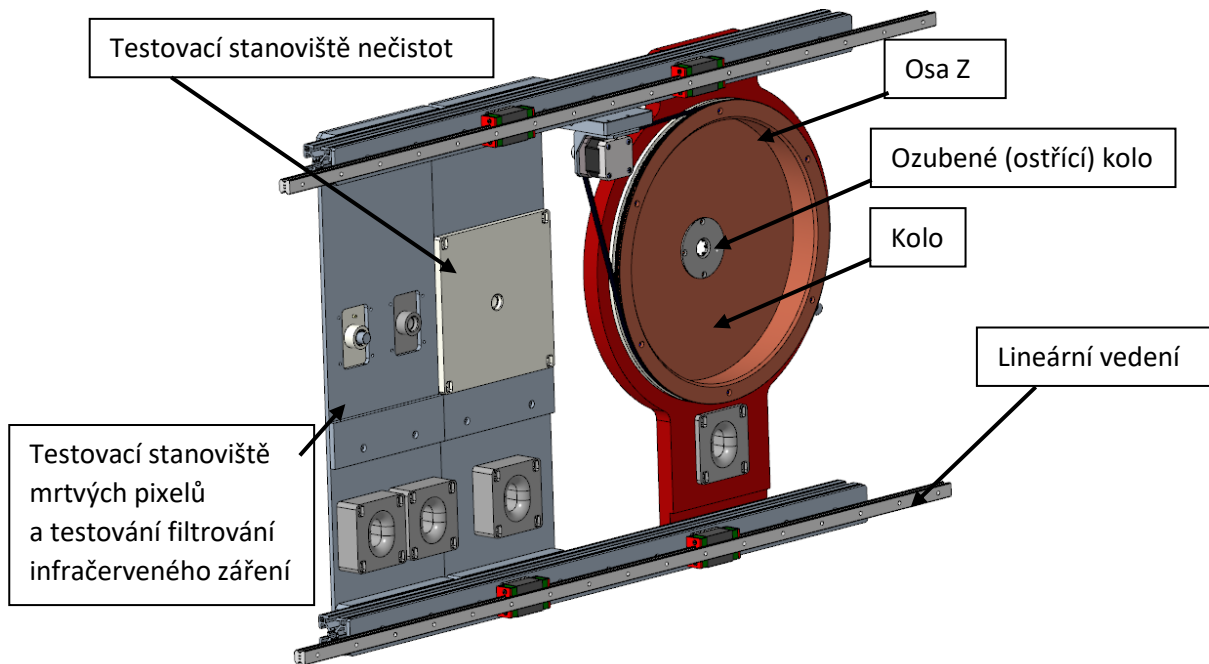
Na základě těchto výpočtů volím krokový motor Nanotec ST6018L3008-B s momentovou charakteristikou dle Obr. 53 a maximálním statickým kroučícím momentem  $M_k = 3,55 \text{ N.m}$ , který poskytuje dostatečnou výkonovou rezervu.

**ST6018L3008**



*Obr. 53: Momentová charakteristika krokového motoru ST6018L3008-B [53]*

Výsledný model konstrukčního celku podélné osy je na Obr. 54, kde jsou rovněž vidět i jednotlivé pozice, které se při testování používají.



Obr. 54: Model konstrukčního celku podélné osy Y (bez krokového motoru a hřebenu)

### KONTROLA OZUBENÉHO PŘEVODU

Kontrola ozubeného hřebene a pastorku bude provedena v softwaru KissSoft. Výsledky výpočtu jsou v Příloze 4. Materiál pro ozubené kolo jsem zvolil POM (VDI2736) a pro ozubený hřeben C45. Maximální teplotu jsem zvolil 70 °C, na kterou by se pastorek mohl ohřát od krokového motoru. Výpočet byl proveden podle normy VDI2545, která se používá pro výpočet plastových ozubených kol. V Tab. 5 lze vidět vypočtené koeficienty bezpečnosti a jejich minimální hodnoty. Všechny koeficienty bezpečnosti vyhovují.

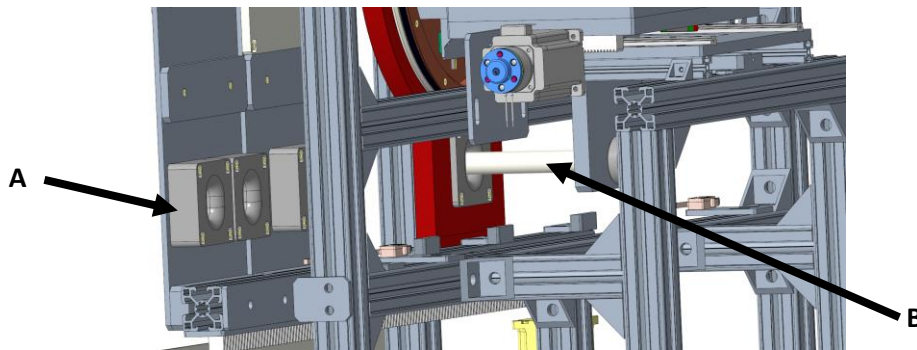
Tab. 5: Koeficienty bezpečnosti ozubeného hřebene a pastorku osy X

	Pastorek	Hřeben
Bezpečnost zubů v ohybu $S_F$ ( $S_{Fmin} = 1,4$ )	12,36	86,5
Bezpečnost boku zubů v dotyku $S_H$ ( $S_{Hmin} = 1$ )	1,8	42,5
Bezpečnost proti opotřebení $S_W$ ( $S_{Wmin} = 1,1$ )	20,34	-
Bezpečnost proti deformaci zubů $S_{del}$ ( $S_{delmin} = 1$ )	13,37	

#### 3.3.2. Pozicování jednotlivých testovacích poloh

Pozicování jednotlivých poloh je řešeno pomocí krokového motoru, který dokáže velmi přesně a s dobrou opakovatelností najet na správnou polohu. Ale vzhledem k použití ozubeného hřebenu a pastorku je v ozubení drobná vůle, která by do pozicování mohla vnést nepřesnosti. Zároveň není žádoucí, aby při zasetí do polohy krokový motor držel polohu, protože do něj bude neustále přiváděn proud.

Bylo tedy navrženo mechanické zafixování polohy pomocí čepu a pouzder (Obr. 55). Každé pouzdro (popisek **A**) definuje jednu polohu. Do pouzder se zasouvá čep se zkoseným čelem (popisek **B**), který při zasunutí přesně zadefinuje polohu a zamezí pohybu do stran. Čep je pevně spojen s příčnou osou Y. Pouzdra jsou vyrobena z polyoxymethylenu (POM) s dobrými kluznými vlastnostmi, což v kombinaci s nerezovým čepem umožňuje tichý chod a dobrou životnost mechanismu. Uložení nerezového čepu v pouzdrech je s nepatrnou vůlí 20 G8/h6, což zajišťuje vůli v rozmezí 7  $\mu\text{m}$  až 53  $\mu\text{m}$ .



Obr. 55: Aretační mechanismus

### 3.4. Volba lineárního pohonu a lineárního vedení příčné osy Y

Pro osu Y jsem uvažoval použití pneumatického válce kvůli mechanismu synchronizace zubů s drážkami (viz kapitola 3.5). Pneumatické válce umožňují plynulý pohyb a snadnou regulaci síly, nicméně přesné polohování by vyžadovalo zpětnovazební řízení. Pneumatické válce se zpětnovazebním řízením jsou cenově nevýhodné a v potřebných rozměrech obtížně dostupné. Dále by bylo by nutné zavádět stlačený vzduch do pracoviště.

Z těchto důvodů jsem tuto variantu zavrhl a rozhodl se použít mechanické lineární aktuátory. Stejně jako u podélné osy X jsem se rozhodl pro ozubený hřeben a pastorek s krokovým motorem, protože jde o jednoduché a dostupné řešení.

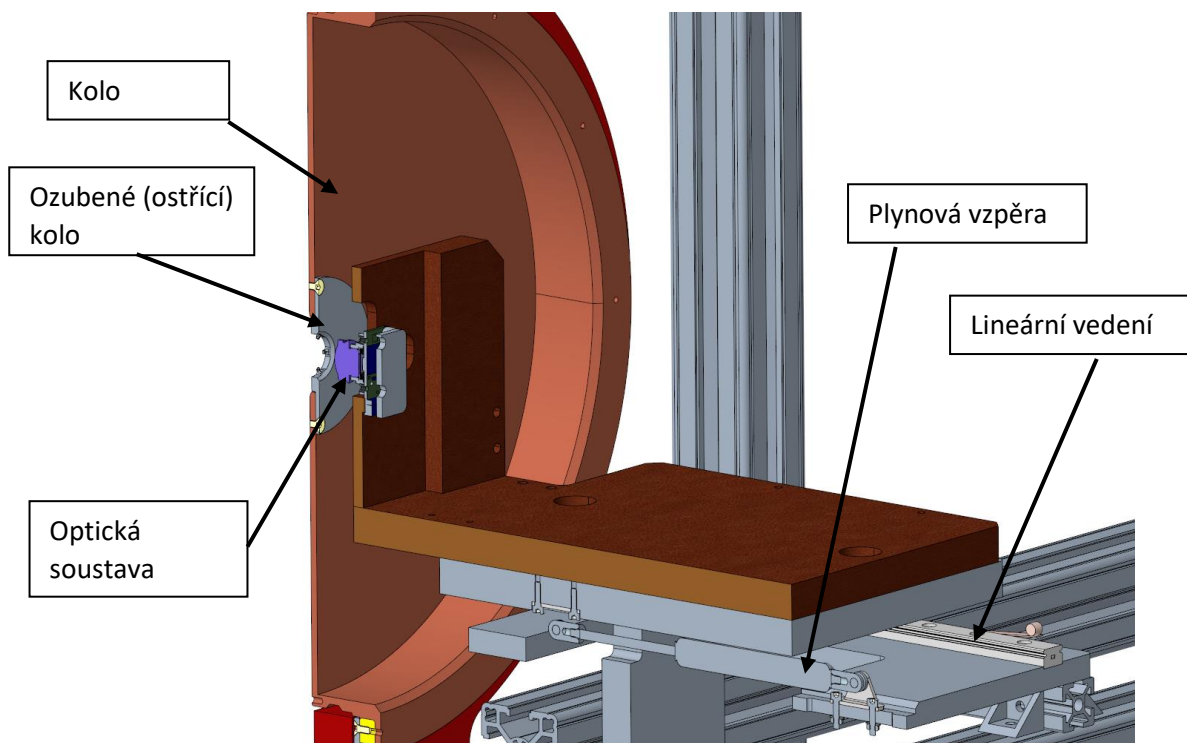
Pro pohon této osy tedy volím krokový motor ze stejných důvodů jako u podélné osy X a jako lineární vedení volím vedení s oběhovými valivými elementy.



### 3.5. Popis mechanismu zajišťující synchronizaci zubů ostřícího kola a drážek objektivu

Pro otáčení s objektivem je nutné, aby zuby ozubeného (ostřícího) kola zapadly do drážek v objektivu. Pro tento účel byl vymyšlen mechanismus využívající zpočátku vinutou pružinu, která jemně zatlačí objektiv do zubů kola, které zároveň pomalu rotuje. Po zapadnutí zubů do drážek sensor přiblížení zahlásí, že je objektiv na správném místě a může proběhnout zaostřování. Klasická vinutá pružina měla tu nevýhodu, že pohyb byl velmi prudký a rázovitý, takže byla nahrazena za plynovou pružinu, která má oproti vinuté pružině plynulejší chod.

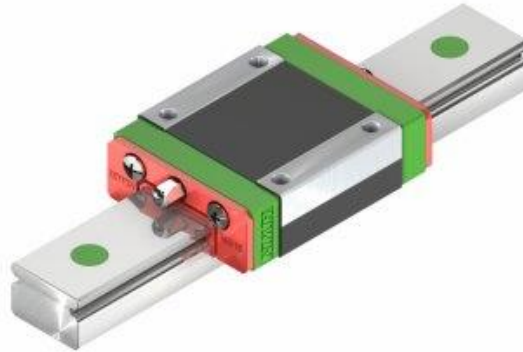
Sekvence zajetí objektivu (optické soustavy) do pozice zaostřování tedy vypadá následovně (Obr. 56). Z nulové polohy definované koncovým spínačem dojde optická soustava (umístěná na upínacím přípravku) do těsné blízkosti zubů ostřícího kola a poté dojde k vypnutí motoru. Plynová pružina začne objektiv dotlačovat do rotujícího kola se zuby a jakmile dojde k synchronizaci (zapadnutí zubů do drážek), sensor přiblížení zahlásí, že je objektiv na správném místě. Nyní však plynová pružina přímo tlačí objektiv přes dno drážky do ostřícího kola, takže dochází k deformaci objektivu a optické soustavy, což má za následek rozostření obrazu. Tento problém je dále popsán v části 3.11. Řešením tohoto problému je, že po dosednutí zubů na dno drážky se motor opět spustí a vykoná pohyb zpět v řádu desetin mm. Následně je motor zabrzděn elektricky ovládanou brzdou a může začít zaostřování.



Obr. 56: Detail řezu modelu popisující synchronizaci zubů s drážkami na objektivu

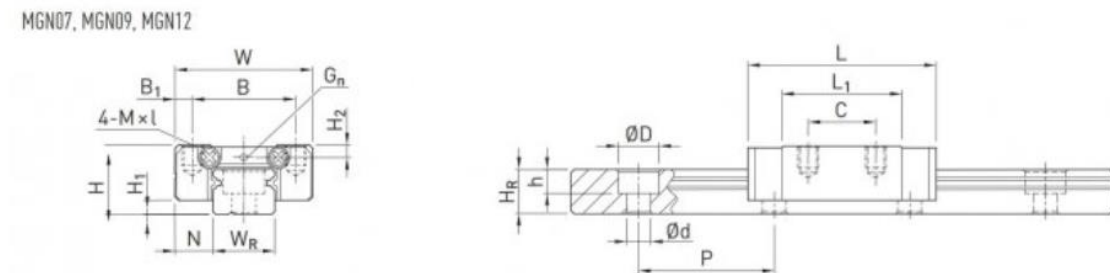
### 3.6. Návrh lineárního vedení a motoru příčné osy Y

Osa Y slouží pro vyjetí a zjetí do jednotlivých stanišť. Pro tuto osu volím lineární vedení HIWIN MGN12 (Obr. 57) kvůli vyhovujícím zástavbovým rozměrům.



Obr. 57: Lineární vedení HIWIN řady MGN [54]

Schéma s rozměry lineárního vedení MGN je na Obr. 58.



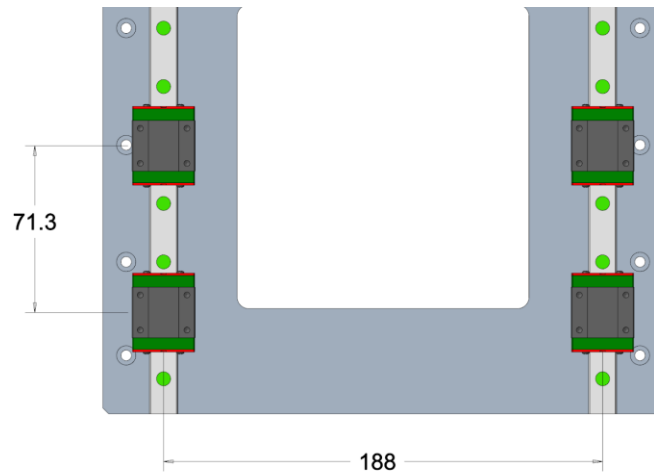
Obr. 58: Rozměrové schéma lineárního vedení MGN 12 [54]

Parametry jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6: Parametry lineárního vedení MGN 12 C [54]

	$H$	$H_1$	$N$	$W$	$B$	$B_1$	$L_1$	$L$	$G_n$	$M \times l$	$H_2$	$C_{dyn}$	$C_{stat}$
MGN 12 C	13	3	7,5	27	20	3,5	21,7	34,7	2	M3x3,5	2,5	2840	3920
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[N]	[N]

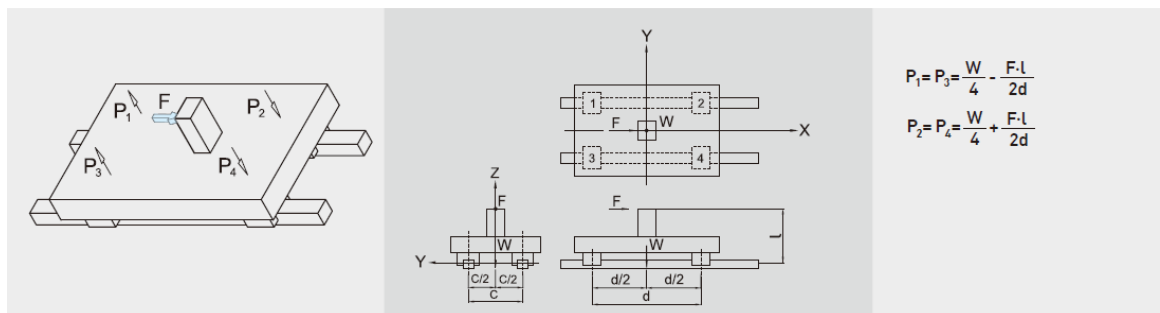
Uspořádání vozíků je na Obr. 59.



Obr. 59: Uspořádání lineárního vedení příčné osy Y

Příčná osa je zatížena silou od plynové pružiny. Na vozíky dále působí vlastní tíha dílů, které jsou k vozíkům připevněny. Výpočet únosnosti lineárního vedení je proveden podle katalogu výrobce lineárního vedení HIWIN.

Schéma pro výpočet namáhání vozíků od síly pružin a vlastní tíhy je na Obr. 60.



Obr. 60: Schéma pro výpočet namáhání vozíků od síly plynové pružiny [50]

$P_{stat}$  [N]

$P_{dyn}$  [N]

$P$  [N]

$W = 4,5 \cdot 9,81 = 44,145 \text{ N}$

$F = 30 \text{ [N]}$

$d = 188 \text{ mm}$

$l = 32 \text{ mm}$

$v_c = 300 \text{ mm/s}$

statické zatížení více namáhaného vozíku

dynamické zatížení jednoho vozíku

celkové zatížení více namáhaných vozíků

tíha pohybujících se dílů

maximální síla plynové pružiny

rozpětí kolejnic

délka ramene na kterém síla působí

pojezdová rychlost

$t_1 = 0,5 \text{ s}$	doba rozjezdu
$l_g = 50 \text{ mm}$	vzdálenost středu gravitace od vozíku
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení

Pro dvojici více namáhaných vozíků tedy podle [50] platí:

$$P_{1\sim 4stat} = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d} = \frac{44,145}{4} + \frac{30 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 188 \cdot 10^{-3}} = 13,59 \text{ N} \quad (10)$$

K tomuto namáhání budou dále připočteny dynamické síly od zrychlování stejně jako u podélné osy podle Obr. 48:

$$P_{dyn} = \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{v_c}{t_1} \cdot \frac{l_g}{d} = \frac{1}{2} \cdot \frac{4,5 \cdot 9,81}{9,81} \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3}}{0,5} \cdot \frac{50 \cdot 10^{-3}}{188 \cdot 10^{-3}} = 0,36 \text{ N} \quad (11)$$

Výsledné zatížení jednoho vozíku tedy je:

$$P = P_{stat} + P_{dyn} = 13,59 + 0,36 = 14 \text{ N} \quad (12)$$

Výsledné zatížení porovná s dynamickou únosností podle katalogového listu [50]:

$$P_{1\sim 4} < C_{dyn} \quad (13)$$

$$14 < 2840$$

Podle [50] je dále možné spočítat trvanlivost vozíků  $L$  jako:

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{P_{1\sim 4}} \right)^3 \cdot 50 = \left( \frac{2840}{14} \right)^3 \cdot 50 = 4,17 \cdot 10^8 \text{ km} \quad (14)$$

Pokud uvažuji, že při ostření a testování jednoho kusu kamery na této ose se urazí vzdálenost přibližně 500 mm (vyjetí a zjetí do různých stanovišť), tak by trvanlivost vyjádřená v počtech kusů  $L_{kus}$  byla:

$$L_{kus} = \frac{L}{0,5} = \frac{4,17 \cdot 10^8}{0,5} = 8,34 \cdot 10^8 \text{ kusů} \quad (15)$$

Což je prakticky neomezená trvanlivost a vozíky jsou dostatečně nadimenzované.

Tato řada byla zvolena hlavně kvůli vyhovujícím připojovacím rozměrům. Z normálové síly na vozík je možno spočítat třecí sílu ve vedení podle [18] jako:

$$T = \mu \cdot W + S \quad (16)$$

Kde obdobně jako při výpočtu podélné osy je  $T$  třecí síla,  $W$  je normálové síla na vozík,  $S$  je třecí odpor valivých elementů a odpor způsobený viskozitou maziva a  $\mu = 0,004$  je součinitel tření pro kuličkové lineární vedení.

Ve třecí síle opět dominuje složka  $S$ , kterou je obtížné spočítat, proto byla třecí síla  $T$  stanovena experimentálně siloměrem na  $T = 10 \text{ N}$ .

Spojení krokového motoru a příčné osy je stejně jako u podélné osy realizováno ozubeným hřebenem z oceli C45 a pastorkem z termoplastu POM. Ozubení je evolventní s modulem 1 mm a pastorek má 30 zubů.

Krokový motor tedy musí překovávat pasivní odpory (tření a valení), dynamické síly od zrychlování a sílu od plynové pružiny  $F = 30 \text{ N}$ :

$$M_k = (T + F_{dyn} + F) \cdot \frac{d}{2} = \left( 10 + \frac{4,5 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}{0,5} + 30 \right) \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{2} \quad (17)$$

$$M_k = 0,64 \text{ N} \cdot \text{m} = 64 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

kde je

$$M_k \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$T = 10 \text{ N}$$

$$F_{dyn} = m \cdot \frac{v_c}{t} \text{ [N]}$$

$$m = 4,5 \text{ kg}$$

$$v_c = 300 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$t = 0,5 \text{ s}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

potřebný kroučící motor pro pohon osy

experimentálně určená třecí síla

dynamická síla při zrychlování

hmotnost pohybujících se dílů

pojezdová rychlost

doba rozjezdu

valivý průměr pastorku

Kroutící moment je spočtený za působení nejvyšších možných sil (překonávání síly plynové pružiny).

Zvolený krokový motor musí mít kroutící moment větší než vypočtený a musí tento moment být schopný dodávat při požadovaných otáčkách  $n_c$ , které se vypočítají jako:

$$n_c = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{v_c}{\frac{d}{2}} = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3}}{\frac{30 \cdot 10^{-3}}{2}} = 191 \frac{ot}{min} \quad (18)$$

Proto volím stejný krokový motor Nanotec ST6018L3008-B jako v kapitole o výpočtu podélné osy, s momentovou charakteristikou dle Obr. 53 a maximálním statickým kroutícím momentem  $M_k = 3,55 \text{ N.m}$ , který poskytuje dostatečnou výkonovou rezervu.

Krokový motor je dále vybaven integrovanou brzdou Nanotec BKE-2,0-6,35, která slouží jako bezpečnostní pro případ výpadku proudu nebo jiné poruše. Tato brzda je v sepnutém stavu (brzdí), pokud skrz ni neteče proud.



Obr. 61: Brzda s permanentními magnety Nanotec BKE-2,0-6,35 [55]

Brzdný moment zvolené brzdy je  $200 \text{ N} \cdot \text{cm}$ , takže poskytuje dostatečnou momentovou rezervu, protože maximální moment, který brzda musí zachytit je dán pouze silou plynové pružiny:

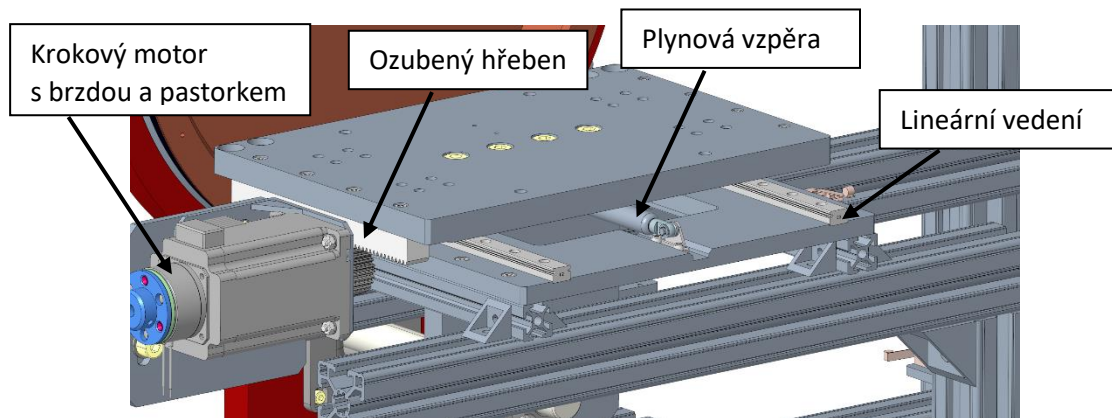
$$M = F \cdot \frac{d}{2} = 30 \cdot \frac{30}{2} = 450 \text{ N} \cdot \text{mm} = 45 \text{ N} \cdot \text{cm} \quad (19)$$

Bezpečnost  $k$  této brzdy tedy je:

$$k = \frac{200}{45} = 4,44 \quad (20)$$

Což je bezpečnost vyhovující.

Výsledné uspořádání je možné vidět na Obr. 62.



Obr. 62: Výsledné uspořádání konstrukčního celku příčné osy Y

Pastorek je na hřídeli krokového motoru zajištěn pomocí stavěcího šroubu stejně jako na motoru podélné osy X (Obr. 52).

## KONTROLA OZUBENÉHO PŘEVODU

Kontrolu ozubeného převodu provedu v programu KissSoft. Výsledky jsou přiloženy v Příloze 5.

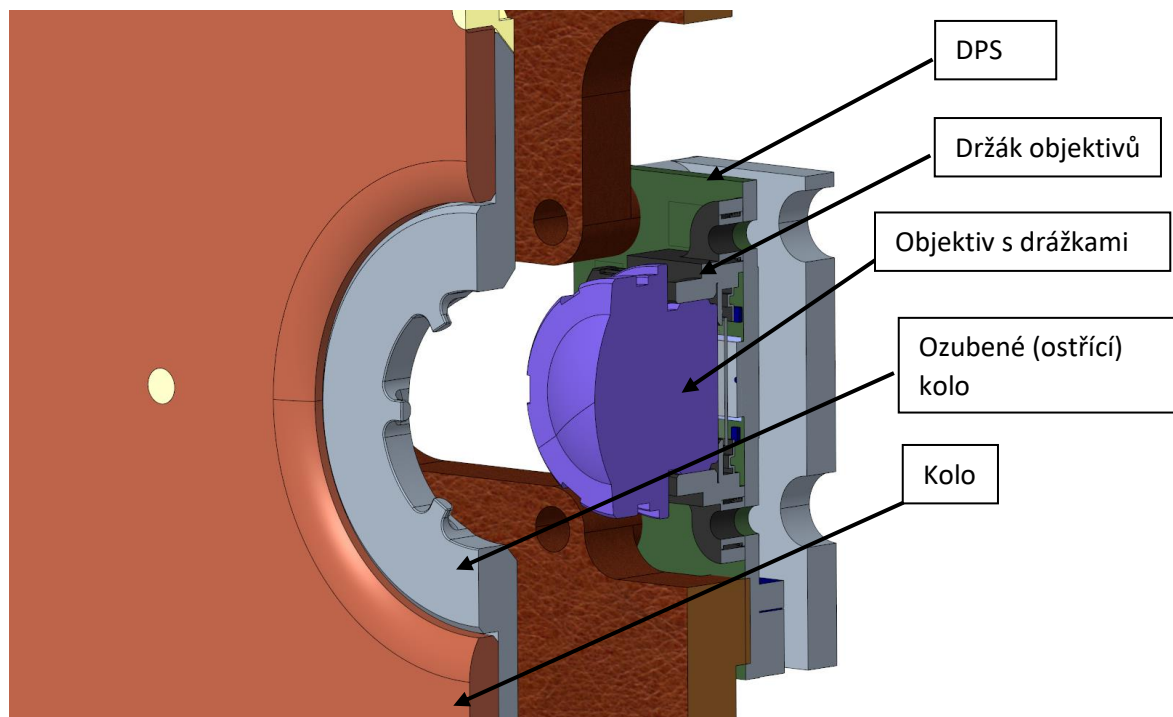
Materiál pro ozubený pastorek byl zvolen POM (VDI2736) a pro ozubený hřeben C45. Maximální teplota byla stanovena na  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ , na kterou by se pastorek mohl ohřát od krokového motoru. Výpočet jsem provedl podle normy VDI2545, která se používá pro výpočet plastových ozubených kol. V Tab. 7 lze vidět vypočtené koeficienty bezpečnosti a jejich minimální hodnoty. Všechny bezpečnosti vyhovují.

Tab. 7: Koeficienty bezpečnosti ozubeného hřebene a pastorku osy X

	Pastorek	Hřeben
Bezpečnost zubů v ohybu $S_F$ ( $S_{Fmin} = 1,4$ )	6,34	40,95
Bezpečnost boku zubů v dotyku $S_H$ ( $S_{Hmin} = 1$ )	1,34	28,12
Bezpečnost proti opotřebení $S_W$ ( $S_{Wmin} = 1,1$ )	11,43	-
Bezpečnost proti deformaci zubů $S_{del}$ ( $S_{delmin} = 1$ )	7,52	

### 3.7. Návrh uložení rotační osy Z a jejího motoru

Zaostřování probíhá změnou vzdálenosti ohniska objektivu od obrazového snímače. Tento pohyb je realizován šroubovým pohybem objektivu v plastovém držáku pomocí drážek na objektivu a ozubeného (ostřicího) kola (Obr. 63). Dochází tedy ke tření v závitě. Z tohoto tření a dalších pasivních odporů vyplývá potřebný moment na otáčení objektivu v plastovém držáku.



Obr. 63: Zjednodušený řez optickou soustavou a ostřícím kolem



### 3.7.1. Výpočet kroutícího momentu v závitě v plastovém držáku objektivů

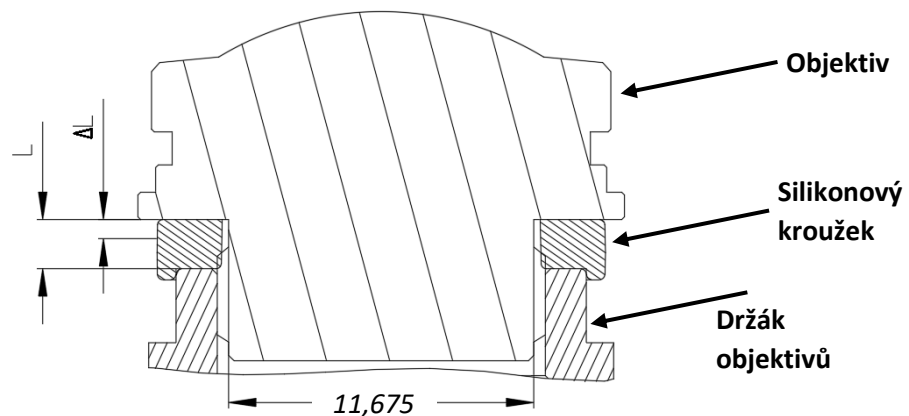
Pro výpočet kroutícího momentu v závitě použijte vztah podle [38]:

$$M_k = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \phi') \quad (21)$$

Kde je:

$M_k$ [N · m]	moment potřebný k otáčení šroubu v matici
$Q$ [N]	osová síla v závitě
$d_2 = 11,675$ mm	střední průměr závitu M12x0,5
$\gamma$ [°]	úhel stoupání závitu
$\phi'$ [°]	třecí úhel

Při pohybu objektivu v držáku dochází ke tření závitových ploch o sebe. Osová síla  $Q$  je vyvozena silikonovým kroužkem sloužícím jako podložka, který svou deformací vyvozuje osové předpětí tak, aby nedošlo k samovolnému povolání a vyšroubování objektivu a svou velikostí definuje potřebný kroutící moment  $M_k$  (Obr. 64).



Obr. 64: Schéma pro výpočet kroutícího momentu

Pro výpočet osové síly  $Q$  bude použit Neo-Hookeův konstitutivní vztah pro nestlačitelnou látku zatíženou jednoosým tlakem:

$$\sigma = G \cdot \left( \lambda^2 - \frac{1}{\lambda} \right) = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} \quad (22)$$

Ze kterého vyjádřím osovou sílu  $Q$ :

$$Q = \frac{G \cdot \left( \lambda^2 - \frac{1}{\lambda} \right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} \quad (23)$$

Kde  $G = 20 \text{ MPa}$  je modul pružnosti ve smyku,  $\lambda = \frac{l}{l_0}$  je poměrné prodloužení (zkrácení), vnější průměr  $D = 16,4 \text{ mm}$  a vnitřní průměr  $d = 11,6 \text{ mm}$

Poměrné zkrácení  $\lambda$  se spočte:

$$\lambda = \frac{l}{l_0} = \frac{1,5}{2,2} = 0,68 \quad (24)$$

Kde  $l_0 = 2,2 \text{ mm}$  je původní délka silikonové podložky a  $l = 1,5 \text{ mm}$  je výška silikonové podložky po stlačení. Obě tyto hodnoty jsou experimentálně zvoleny tak, aby došlo k vyvození přiměřené osové síly  $Q$ , když je kamera zaostřena.

Pro výpočet kroutícího momentu je dále potřeba znát hodnotu úhlu stoupání  $\gamma$  a hodnotu třecího úhlu  $\phi'$ . Výpočet je proveden podle [38]:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{s}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{0,5}{\pi \cdot 11,675}\right) = 0,781 \quad (25)$$

$$\phi' = \arctg\left(\frac{f}{\cos\beta_n}\right) = \arctg\left(\frac{0,5}{\cos(24,27^\circ)}\right) = 28,74^\circ \quad (26)$$

$$\beta_n = \arctg(\operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\gamma)) = 24,27^\circ \quad (27)$$

Kde  $f = 0,5$  je přibližný součinitel tření ABS/hliníková slitina,  $\gamma$  je úhel stoupání závitu,  $d_2 = 11,675 \text{ mm}$  je střední průměr závitu M12x0,5,  $s = 0,5 \text{ mm}$  je stoupání závitu,  $\beta = 30^\circ$  je vrcholový úhel metrického závitu.

Osová síla  $Q$  se tedy spočte jako:

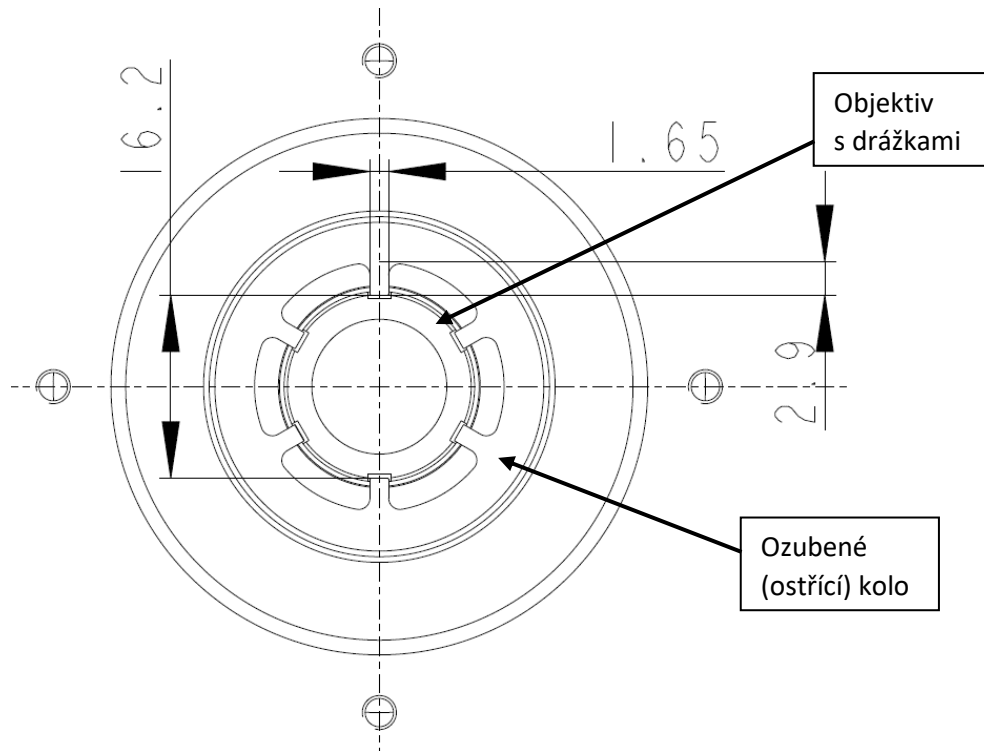
$$|Q| = \left| \frac{G \cdot \left(\lambda^2 - \frac{1}{\lambda}\right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} \right| = \left| \frac{10 \cdot \left(0,68^2 - \frac{1}{0,68}\right)}{\frac{\pi}{4} \cdot (16,4^2 - 11,6^2)} \right| = 0,096 \text{ N} \quad (28)$$

Potřebný kroutící moment se spočte jako:

$$M_k = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \phi') = 0,096 \cdot \frac{11,675}{2} \cdot \operatorname{tg}(0,781 + 28,74) = 0,32 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (29)$$

### 3.8. Přenos kroutícího momentu z ostříčího kola na objektiv

Přenos kroutícího momentu na objektiv je realizován drážkami v objektivu, do kterých zapadají „zuby“ kola, které zajišťuje ostření svou rotací (Obr. 65). Tyto drážky a „zuby“ nemají evolventní nebo jiný speciální profil z výrobních důvodů a tvarem se nejvíce podobají peru a drážce pro pero.



Obr. 65: Přenos kroutícího momentu na objektiv

$$d = 16,2 \text{ mm}$$

$$h = 1,65 \text{ mm}$$

$$L = 2,9 \text{ mm}$$

$$b = 1 \text{ mm}$$

vzdálenost protilehlých zubů

šířka zubu (nosníku)

délka zubu (nosníku)

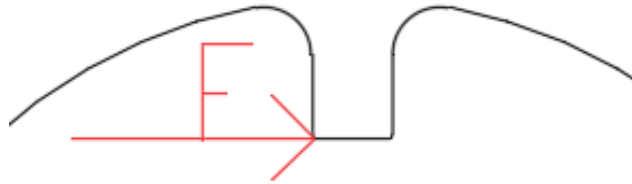
hloubka zubu

#### 3.8.1. Pevnostní výpočet zubů

Zatížení jednoho zubu jde zjednodušeně modelovat jako vetknutý nosník zatížený osamělou silou. Výpočet bude proveden analyticky a pomocí MKP.

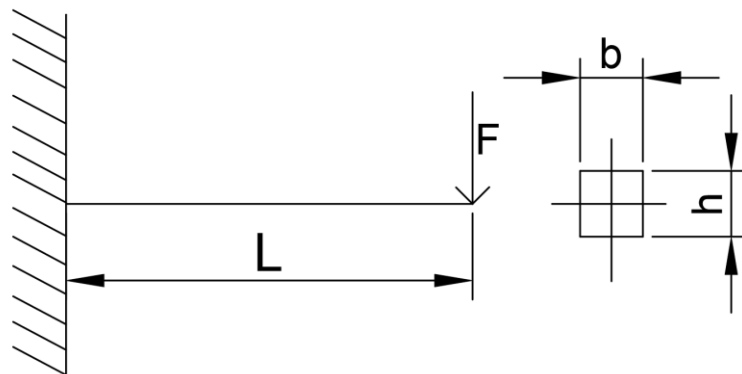
## ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet bude proveden podle schématu na Obr. 66:



Obr. 66: Schéma pro pevnostní výpočet zubu

Což je schéma vetknutého nosníku zatíženého osamělou silou na svém konci (Obr. 67). Pro zjednodušení není uvažován přenos zatížení přes plochu drážky, ale jako osamělá síla.



Obr. 67: Schéma vetknutého nosníku

Kde je:

$$b = 1 \text{ mm}$$

$$F = \frac{1}{6} \cdot \frac{M_k}{d/2} = 6,58 \text{ N}$$

$$d = 16,2 \text{ mm}$$

$$L = 2,9 \text{ mm}$$

$$h = 1,65 \text{ mm}$$

hloubka zubu (nosníku)

osamělá síla vypočtená z kroutícího momentu z rovnice (1) za předpokladu, že se kroutící moment rozloží rovnoměrně na všech 6 zubů

průměr, na kterém zabírá zub kola a drážka objektivu

délka zubu

šířka zubu

Nosník je relativně krátký, takže ve výpočtu bude kromě ohybového momentu zohledněna i posouvající síla.

Pro výpočet ohybového momentu  $M_o$  ve vetknutí platí:

$$M_o = F \cdot L = 6,58 \cdot 2,9 = 19,1 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (30)$$

Ohybové napětí  $\sigma_o$  se tedy vypočítá jako:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{1}{12} b \cdot h^2} = \frac{19,1}{\frac{1}{12} \cdot 1 \cdot 1,65^2} = 84,19 \text{ MPa} \quad (31)$$

Kde  $W_o$  je modul průřezu v ohybu.

Pro výpočet největšího smykového napětí  $\tau$  od posouvající síly  $T$  podle [56] platí:

$$\tau = \frac{T \cdot S}{J_z \cdot b} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T}{b \cdot h} = \frac{3}{2} \cdot \frac{6,42}{1 \cdot 1,65} = 5,84 \text{ MPa} \quad (32)$$

Protože se jedná o kombinované namáhání, je potřeba napětí redukovat například podle Trescovy hypotézy pevnosti:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{84,19^2 + 4 \cdot 5,84^2} = 85 \text{ MPa} \quad (33)$$

Ostřicí kolo je vyrobeno z EN AW-6061 s mezí pevnosti  $R_m = 290 \text{ MPa}$  a mezí kluzu  $R_{p0,2} = 240 \text{ MPa}$ .

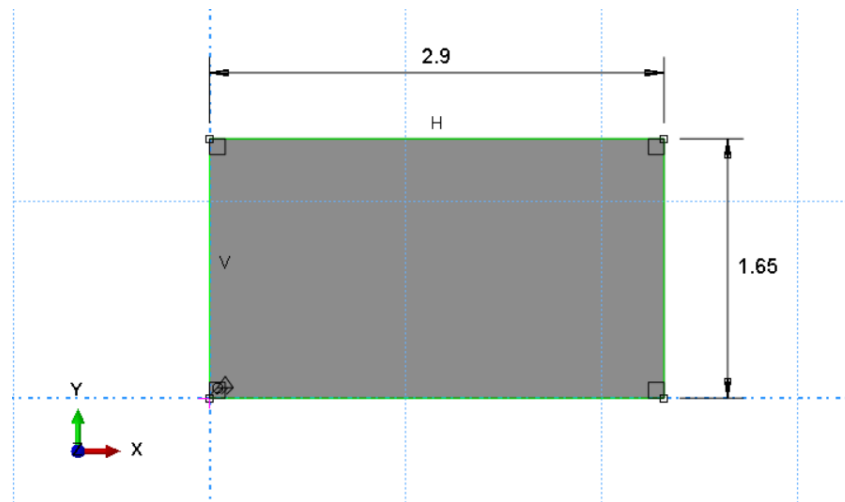
Statická bezpečnost tedy je:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{240}{85} = 2,82 \quad (34)$$

Což je bezpečnost dostačující.

## VÝPOČET POMOCÍ MKP

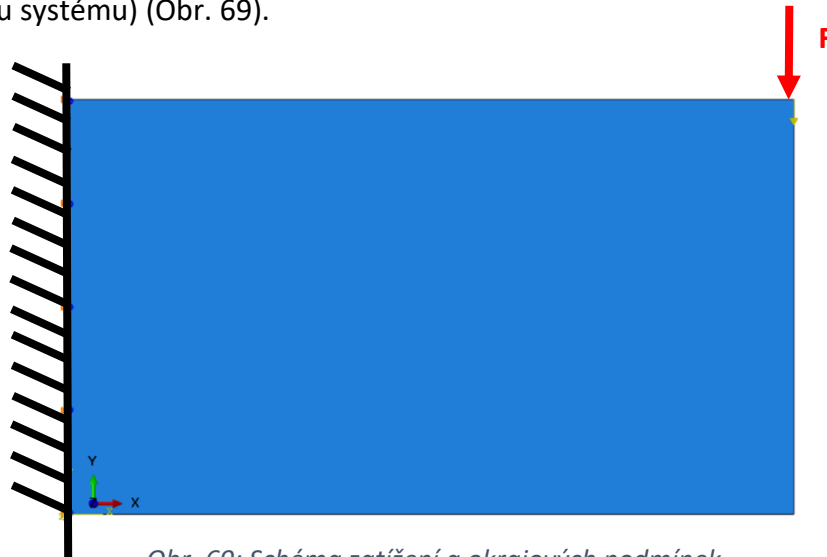
Pro MKP model použijí software Abaqus. Pro modelování použijí 2D deformovatelné těleso s *plane/strain thickness* 1 mm s náčrtem podle Obr. 68. V tomto výpočtu rovněž není uvažováno zaoblení paty zubu (které by napětí ve vetknutí snížilo, takže zanedbáním zaoblení je model na straně bezpečnosti).



Obr. 68: Náčrt použitého 2D tělesa

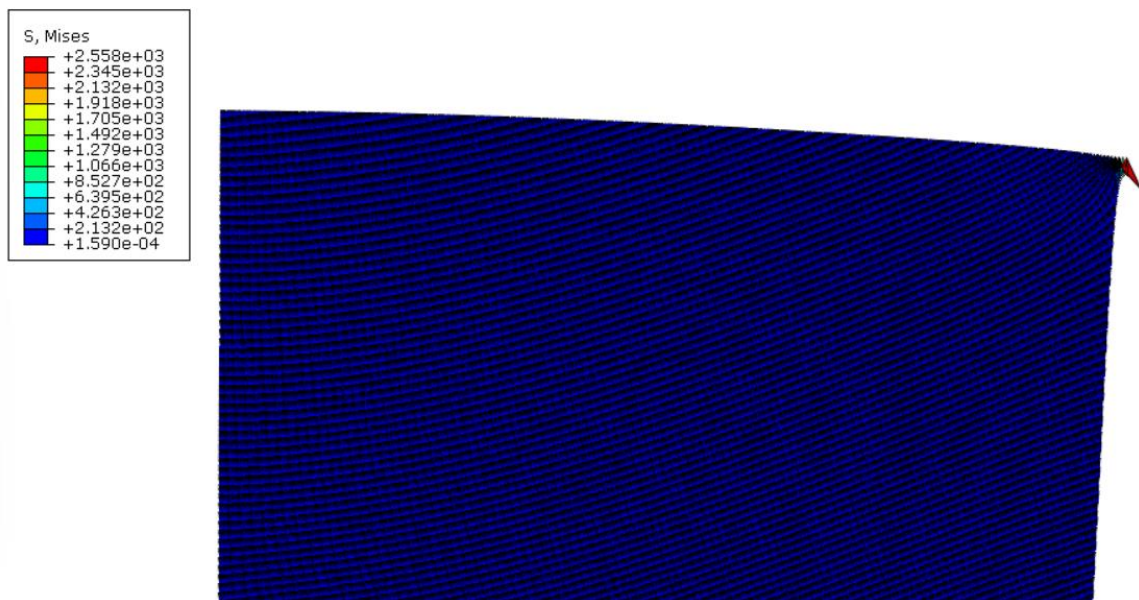
Materiálové vlastnosti byly nastaveny na  $E = 6890 \text{ MPa}$  a  $\nu = 0,33$ . Okrajové podmínky jsem nastavil na vetknutí na levé straně, to znamená nulové posuvy a rotace. Jako zatížení jsem zadal osamělou sílu o velikosti  $F = -6,58 \text{ N}$  (viz odstavec

Analytický výpočet) na uzel v pravé horní části (mínus značí orientaci proti souřadnému systému) (Obr. 69).



Obr. 69: Schéma zatížení a okrajových podmínek

Hustota sítě byla nastavena zpočátku na 0,2 mm a postupně zjemňována až na 0,01 mm, kdy už se napětí ve vetknutí prakticky rovnalo analytickému výpočtu. Nejvyšší napětí při tomto výpočtu vyšlo v místě osamělé síly, ale hledané napětí v místě vetknutí na horním vlákně nosníku je  $\sigma_{MISES} = 92,16 \text{ MPa}$ , což je výsledek srovnatelný s analytickým výpočtem. Na Obr. 70 je zub ostřícího kola ve zdeformovaném stavu při zvětšeném měřítku deformace přibližně 6,5krát. Červeně zbarvený výčnělek vznikl použitím osamělé síly a napětí v tomto místě není vypovídající pro tento výpočet.



Obr. 70: Zdeformovaný zub ostřícího kolečka

## VÝPOČET DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI

V této kapitole zhodnotím životnost ostřícího kola. Zatížení se pro zjednodušení předpokládá střídavé symetrické (střídání směru otáčení, dokud se nenajde poloha, ve které je zaostřeno).

Pro výpočet životnosti je třeba znát sníženou mez únavy materiálu, která se podle [57] spočítá jako:

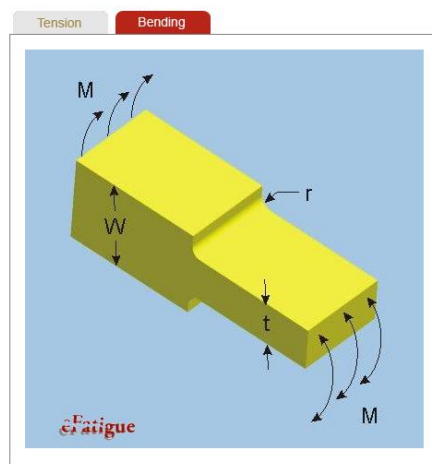
$$\sigma_{co}^x = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta_{po} \cdot \epsilon_{po}}{\beta_o} \quad (35)$$

Kde  $\sigma_{co} = 100 \text{ MPa}$  je základní mez únavy materiálu EN AW-6061,  $\eta_{po} = 0,95$  je součinitel jakosti povrchu,  $\epsilon_{po} = 1$  je součinitel velikosti, součinitel vrubu  $\beta_o$  spočítám jako:

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot q_o \quad (36)$$

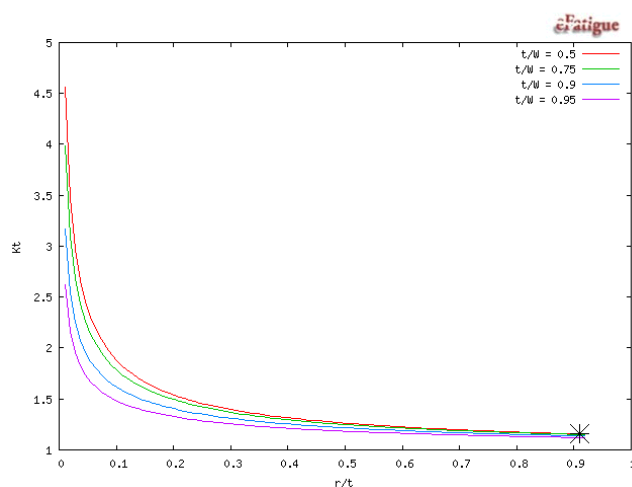
Kde  $\alpha_o = 1,1$  je součinitel tvaru určeného na základě podobnosti podle Obr. 71 a podle Obr. 72. Ze schématu je vidět, že pro velký poměr  $r/t$  se součinitel koncentrace napětí velmi blíží hodnotě 1. Hodnotu součinitele tvaru dále snižuje velký rozměr  $W$ .

### Rectangular Bar with a Single Fillet



Obr. 71: Schéma pro určení součinitele tvaru [58]

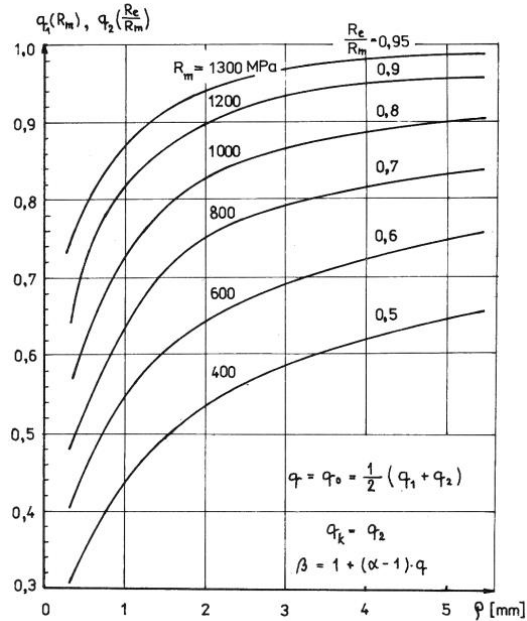
### Peterson Plot



Obr. 72: Závislost součinitele tvaru na tloušťce dílu  $W$ ,  $t$  a zaoblení  $r$  [58]

Součinitel  $q_o$  určím z nomogramu Obr. 73 pro  $R_m = 290 \text{ MPa}$  a  $R_{p0,2} = 240 \text{ MPa}$  a  $\rho = 1 \text{ mm}$ .





Obr. 73: Součinitele vrubové citlivosti  $q$  podle Lejkina a Serensena [16]

Odkud  $q_1 = 0,35$  a  $q_2 = 0,75$ , takže  $q = \frac{1}{2}(q_1 + q_2) = \frac{1}{2}(0,35 + 0,75) = 0,55$

Takže součinitel vrubu spočítám jako:

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot q_o = 1 + (1,1 - 1) \cdot 0,55 = 1,055 \quad (37)$$

Sníženou mez únavy spočítám jako:

$$\sigma_{co}^x = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta_{PO} \cdot \epsilon_{po}}{\beta_o} = 100 \cdot \frac{0,95 \cdot 1}{1,055} = 90,05 \text{ MPa} \quad (38)$$

Bezpečnost pro neomezenou životnost spočítám z Haighova diagramu jako

$$k_{1d} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{co}^x} + \frac{\sigma_m}{1,5 \cdot R_m}} = \frac{1}{\frac{85}{90,05}} = 1,06 \quad (39)$$

$$k_{2d} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{R_{p0,2}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0,2}}} = \frac{1}{\frac{85}{240}} = 2,82 \quad (40)$$

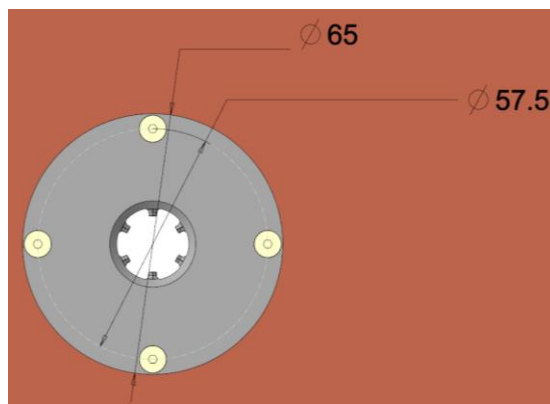
Kde  $\sigma_a = 85 \text{ MPa}$  z rovnice (1) je amplituda ohybového napětí a  $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$  je střední ohybové napětí, pokud uvažuji symetrické střídavé namáhání.

Je možné pozorovat, že dynamická bezpečnost pro trvalou pevnost vychází velmi blízko hodnotě jedna. To vzhledem k charakteru dílu nevádí, protože se jedná o součást,

která se bude periodicky měnit z důvodu obrušování boků zubů vlivem zapadání zubů do drážek a vlivem střídavého namáhání. Z tohoto důvodu je tento díl i eloxován, aby došlo ke zlepšení povrchových vlastností.

### VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ

Díl zajišťující ostření je s řemenicí a zbytkem konstrukce spojen pomocí šroubů (Obr. 74). Tyto šrouby zajišťují přenos kroutícího momentu a v ideálním případě k přenosu dochází pouze třením. Nejprve vypočítám potřebný utahovací moment šroubů tak, aby k přenosu docházelo pouze třením, následně šrouby zkontroluji na tah a na stříh. Šrouby jsou namáhané na stříh, pokud nejsou dostatečně utaženy.



Obr. 74: Rozměrové schéma pro výpočet šroubového spoje ostřicího kola

Síla třecí  $T$  na průměru, kde se nachází šrouby, se vypočítá jako:

$$T = \frac{M_k}{d} = \frac{0,32}{\frac{57,5 \cdot 10^{-3}}{2}} = 11,13 \text{ N} \quad (41)$$

Tuto třecí sílu musí vyvodit šrouby, takže potřebná osová síla šroubů je:

$$F_{celk} = \frac{T}{\mu} = \frac{11,13}{0,5} = 22,26 \text{ N} \quad (42)$$

Kde  $\mu = 0,5$  je součinitel tření eloxovaný hliník – eloxovaný hliník. [59]

Pro spojení jsou použity 4 šrouby, mezi které se síly rozdělí. Síla na jeden šroub tedy je:

$$F_1 = \frac{22,26}{4} = 5,57 \text{ N} \quad (43)$$

Šrouby jsou primárně namáhané na tah, takže napětí v nosném průřezu šroubu je:

$$\sigma_{tah} = \frac{F_1}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{5,57}{\pi \cdot \frac{2,387^2}{4}} = 1,24 \text{ MPa} \quad (44)$$

Kde  $d_3 = 2,387 \text{ mm}$  je průměr jádra použitého závitu M3. Tahové napětí vychází výrazně pod hodnotou meze kluzu, která pro šroub pevnostní třídy A2-70 je  $R_{p0,2} = 450 \text{ MPa}$ , takže statická bezpečnost je:

$$k_{stat} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{tah}} = \frac{450}{1,24} = 362,9 \quad (45)$$

Potřebný utahovací moment  $M_k$  se spočítá jako:

$$M_k = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \phi') = 5,57 \cdot \frac{2,675 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot tg(3,4 + 24,78) \quad (46)$$

$$M_k = 0,004 \text{ N} \cdot \text{m} = 4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde  $d_2 = 2,675 \text{ mm}$  je střední průměr závitu M3. Úhel  $\gamma$  se spočítá jako:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{s}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{0,5}{\pi \cdot 2,675}\right) = 3,4^\circ \quad (47)$$

Třecí úhel  $\phi'$  se spočítá jako:

$$\phi' = \arctg\left(\frac{f}{\cos\beta_n}\right) = \arctg\left(\frac{0,4}{\cos(29,96^\circ)}\right) = 24,78^\circ \quad (48)$$

$$\beta_n = \arctg(tg(\beta) \cdot \cos(\gamma)) = \arctg(tg(30^\circ) \cdot \cos(3,4^\circ)) = 29,96^\circ \quad (49)$$

Vypočtený utahovací moment je minimální nutný, ale lépe je použít vyšší, aby nedošlo k povolení šroubů. Proto volím utahovací moment  $M_A = 1,56 \text{ N} \cdot \text{m}$  podle katalogu Bossard [60].

Pokud by došlo k povolení šroubového spojení, tak se moment bude přenášet dotykem a ne třením, takže by docházelo ke stříhovému namáhání, které se spočte jako:

$$\tau_s = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{11,13}{\pi \cdot \frac{2,387^2}{4}} = 0,62 \text{ MPa} \quad (50)$$

Statická bezpečnost v tomto případě by byla:

$$k_{\tau} = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{270}{0,62} = 435,5 \quad (51)$$

Kde  $\tau_D$  dovolené smykové napětí:

$$\tau_D = 0,6 \cdot R_{p0,2} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost, pokud by šrouby byly namáhané stříhem, je vyhovující.

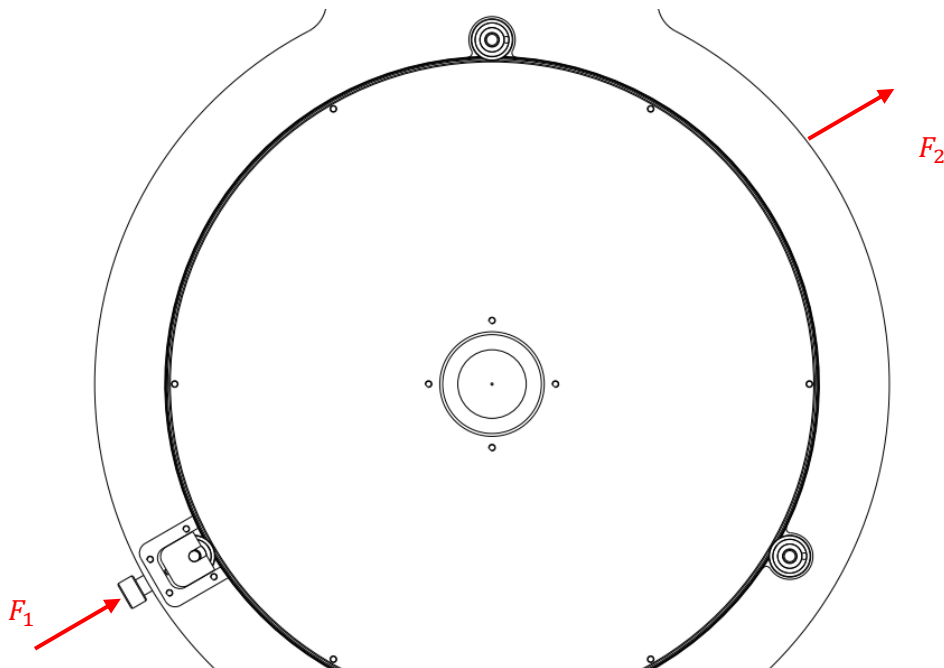
### 3.9. Návrh ložisek rotační osy Z

Vzhledem k nízkým rychlostem, nízkému zatížení a velkým zástavbovým rozměrům volím pro tuto osu 3 kuličková ložiska SKF 626-2Z (Obr. 75) s uspořádáním po obvodu dle Obr. 76.



Obr. 75: Kuličkové ložisko SKF 626-2Z [61]

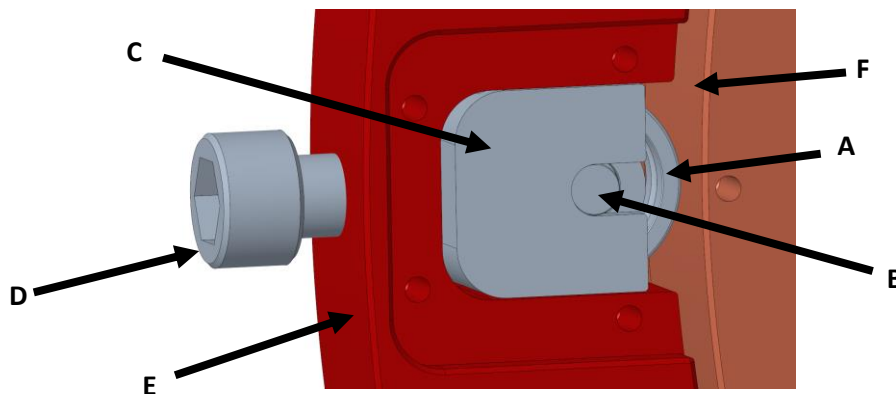
Toto uspořádání bylo zvoleno z důvodu úspor na ceně ložisek, protože ložiska velkých průměrů se pohybují v řádech tisíců až desetitisíců korun, což vzhledem k charakteru zatížení, pohybu otáčejícího se kola a zástavbových rozměrů není žádané.



Obr. 76: Uspořádání kuličkových ložisek

Nevýhodou tohoto uložení je, že dochází k odvalování vnějšího kroužku ložisek po vnějším průměru kola (popisek **F**), což klade velký důraz na kvalitu povrchu odvalovaného průměru. V případě nekvalitního povrchu může docházet k vibracím, ale vzhledem k nízké rychlosti otáčení tento problém nehrozí. V případě nedodržení válcovitosti plochy, po které se ložiska odvalují by rovněž mohlo docházet k házení, což by mohlo negativně ovlivnit kvalitu zaostření, protože by docházelo k eliptickému pohybu a silovému ovlivnění objektivu.

Další překážkou je smontovatelnost. Klasické ložisko se na hřídel a do skříně lisuje. Pro toto uspořádání (Obr. 77) jsem ale zvolil konstrukci takovou, že dvě ložiska (horní a pravé) jsou uložena pevně a levé ložisko (popisek **A**) je nalisováno na hřídel (popisek **B**). Hřídel je nalisována do domku (popisek **C**), který je posuvně umístěn v dílu s popiskem **E** a je přes pružinu tlačěn šroubem (popisek **D**). Kolo, po kterém se ložisko odvaluje je označeno **F**.

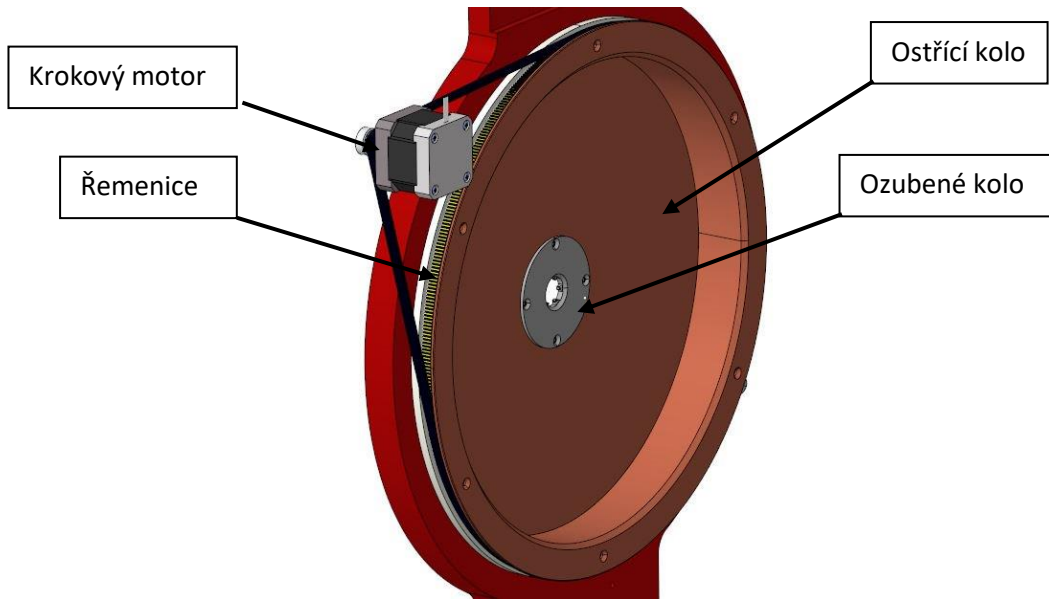


Obr. 77: Posuvné uložení ložiska

### 3.10. Přenos kroutícího momentu z ostříčího kola na řemenici krokového motoru

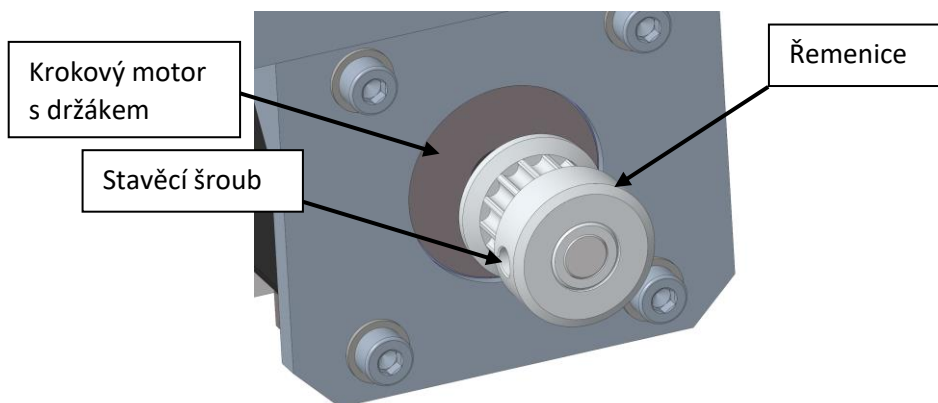
Přenos kroutícího momentu z ostříčího kola na krokový motor je zajištěn ozubeným řemenem GT2 a velkou a malou řemenicí (Obr. 78).

Malá řemenice má počet zubů  $z_1 = 20$  a velká řemenice  $z_2 = 500$ . Takto velký počet zubů je dán zejména zástavbovými rozměry (optická soustava se kvůli svým zorným úhlům musí vejít dovnitř oranžového kola, aby se co nejvíce omezil optický záběr okolních dílů). Takto velký převodový poměr  $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{500}{20} = 25$  má nicméně jisté výhody při řízení krokového motoru, protože není potřeba využívat velkého mikrokrokování k přesnému polohování.



Obr. 78: Přenos kroutícího momentu z krokového motoru na ostřicí kolo

Řemenice je s hřídelí krokového motoru spojena pomocí 2 stavěcích šroubů (Obr. 79).



Obr. 79: Spojení řemenice s krokovým motorem

Potřebný kroutící moment krokového motoru spočítám pomocí kroutícího momentu vypočteného v rovnici (1), převodového poměru  $i$ , účinnosti kuličkových ložisek  $\eta_1 = 0,97$  a účinností třecího axiálního zajištění  $\eta_2 = 0,8$ .

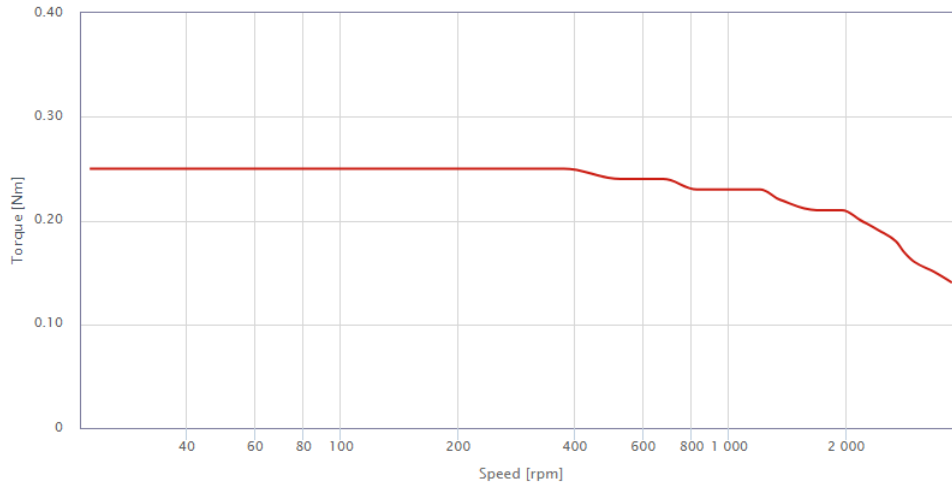
$$M_{k1} = \frac{M_k}{i} \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot \frac{1}{\eta_2} = \frac{M_k}{25} \cdot \frac{1}{0,97} \cdot \frac{1}{0,8} = \frac{0,32}{25} \cdot \frac{1}{0,97} \cdot \frac{1}{0,8} = 0,0165 \text{ N} \cdot \text{m} = \quad (52)$$

$$= 1,65 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Další potřebný parametr pro určení krokového motoru je rychlost otáčení, při které tento moment bude využíván. Počet otáček za minutu  $n_1$  byl stanoven na  $n_1 = 30 \text{ ot/min}$ .

Na základě těchto hodnot volím krokový motor Nanotec ST4118M1804-A s momentovou charakteristikou dle Obr. 80 a statickým kroutícím momentem  $28 \text{ N} \cdot \text{cm}$ .

Motor má větší kroutící moment, než je potřeba, a to z důvodu bezpečnosti a přípojných rozměrů pro řemenici a řemen s profilem zubů GT2, které se hojně používají pro 3D tiskárny a malé CNC stroje, takže jsou snadno dostupné.



Obr. 80: Momentová charakteristika motoru Nanotec ST4118M1804-A [62]

Síla přitlačující ložisko  $F_1$  se spočítá:

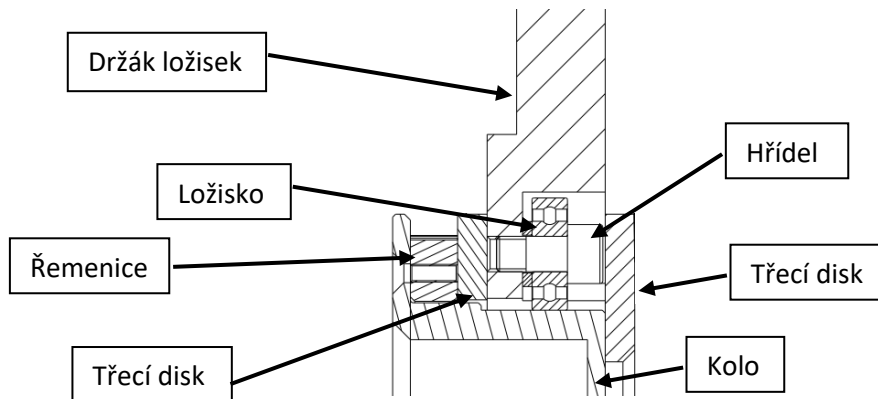
$$F_1 = k \cdot x = 4,75 \cdot 3 = 14,25 \text{ N} \quad (53)$$

Kde  $k = 4,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$  je tuhost pružiny a  $x = 3 \text{ mm}$  je stlačení pružiny. Tímto dotlačením ložiska pružinou docílím podobného efektu jako je nalisování ložiska na hřídel.

Sílu  $F_2 = 2 \text{ lbf} = 8,9 \text{ N}$  vzniklá předepnutím ozubeného řemene jsem zvolil podle [63] pro řemen s roztečí 2 mm GT2 šířky 6 mm.



Axiálně je ostřicí kolo pojištěno třecími disky podle Obr. 81.



Obr. 81: Axiální pojištění ostřicího kola

Kuličková ložiska byla ze zástavbových rozměrů stanovena na 626 od výrobce SKF. Třecí disky jsou vyrobeny z POM s nízkým součinitelem tření.

#### VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

Podle Obr. 78 jsou kuličková ložiska zatížena silou od pružného dotlačování posuvného ložiska  $F_1$  a předepínací silou řemene  $F_2$ .

Posuvné ložisko je vlivem předepínací síly řemene odlehčováno a tuto sílu přenáší zbylá dvě ložiska. Předepínací síla  $F_2$  i síla přitlačující posuvné ložisko  $F_1$  působí v ose těchto dvou ložisek, takže se síla rovnoměrně rozdělí na polovinu. Zatížení jednoho ložiska  $P$  se tedy počítá jako:

$$P = \frac{F_1}{2} + \frac{F_2}{2} = \frac{14,25}{2} + \frac{8,9}{2} = 11,6 \text{ N} \quad (54)$$

Ze zatížení ložiska  $P$  vypočítám trvanlivost ložiska podle [64] jako:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (55)$$

Kde  $C = 2340 \text{ N}$  je základní dynamická únosnost ložiska SKF 626-2Z a  $p = 3$  pro kuličková ložiska. [64] [61]

Výsledná trvanlivost ložiska  $L_{10}$  tedy je:

$$L_{10} = \left(\frac{2340}{11,6}\right)^3 = 8\,208\,685 \text{ otáček} \quad (56)$$

Při uvažování, že se objektiv otočí souhrnně za dobu ostření o  $180^\circ$  by to znamenalo, že se ložiska musí odvalit o vzdálenost  $o_v$ :

$$o_v = \frac{180}{360} \cdot 2\pi \cdot d_v = \frac{180}{360} \cdot 2\pi \cdot 292,5 = 918,9 \text{ mm/kus} \quad (57)$$

Což v přepočtu na otáčky na jeden zaostřený kus  $n_{ot}$  je:

$$n_{ot} = \frac{o_v}{2\pi \cdot d_l} = \frac{918,9}{2\pi \cdot 19} = 7,7 \text{ otáček/kus} \quad (58)$$

Výsledná trvanlivost vyjádřená počtem kusů  $L_{kus}$ , které se na stroji zaostří, než bude potřeba ložiska vyměnit tedy je:

$$L_{kus} = \frac{L_{10}}{n_{ot}} = \frac{8\,208\,685}{7,7} = 1\,066\,063 \quad (59)$$

Ložiska tedy bude potřeba vyměnit po zhruba milionu naostřených kamer.

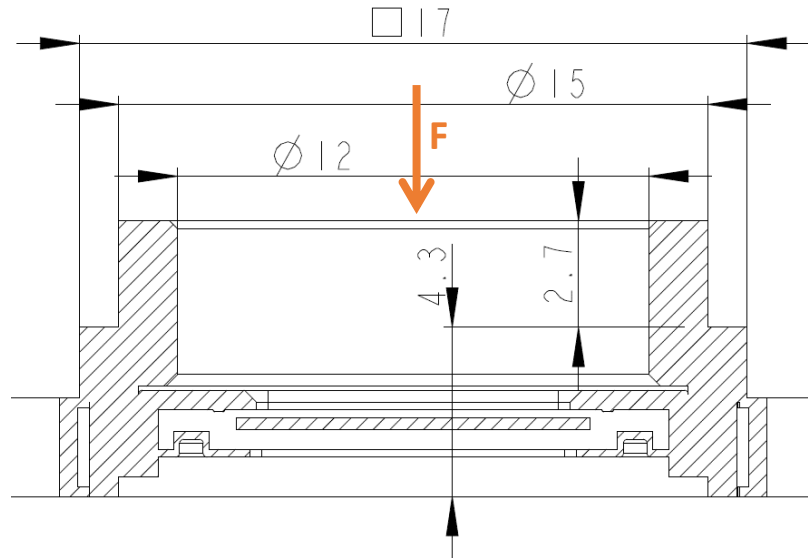
### **3.11. Vliv stlačení plastového držáku objektivu od síly pružin na výslednou kvalitu obrazu**

Pro automatické zapadnutí zubů ostřicího kola do drážek objektivů byla používána síla od pružiny a to tak, že se ostřicí kolo pomalu otáčelo, dokud objektiv nezapadnul do zubů, aby s ním mohlo být otáčeno (Obr. 63). To ale způsobovalo rozostřování obrazu, protože síla působící na plastový držák objektivu, jakkoliv malá, způsobovala osovou deformaci plastového držáku, čímž se posunula ohnisková rovina (tato rovina se musí co nejlépe protnout s rovinou obrazového snímače kamery). Po odlehčení (odebrání kamery z přístroje) se pružná deformace vytratila, čímž se změnila ohnisková rovina a obraz byl rozostřený.

V této části spočítám vzdálenost, o kterou se změnila poloha ohniskové roviny, a to analyticky a poté pomocí MKP.

## ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet bude proveden pro díl na Obr. 82 a podle Obr. 64. Síla  $F$  přitlačovala držák objektivů s objektivem do záběru s ostřícím kolem a tím elasticky deformovala plastový držák a silikonovou podložku. Ve výpočtu není zahrnuta šroubová plocha, ve které je objektiv zašroubován a rovněž jsou zanedbány tvarové prvky jako zaoblení a sražení.



Obr. 82: Schéma pro výpočet stlačení držáku objektivů

$a = 17 \text{ mm}$	čtverec 17x17 mm
$d_1 = 15 \text{ mm}$	vnější průměr
$d_2 = 12 \text{ mm}$	vnitřní průměr
$l_{01} = 2,7 \text{ mm}$	původní nestlačená délka
$l_{02} = 4,3 \text{ mm}$	původní nestlačená délka
$F = 20 \text{ N}$	síla vyvozená plynovou pružinou pro dotlačování držáku objektivů
$E = 3000 \text{ MPa}$	s objektivem do záběru se zuby modul pružnosti v tahu

Pro zjištění stlačení plastového držáku vycházím z Hookeova zákona pro elastickou deformaci:

$$\sigma = E \cdot \epsilon = \frac{F}{S} \quad (60)$$

Po úpravách:

$$\Delta L = \Delta l + \Delta l_1 + \Delta l_2 = \Delta l + \frac{F}{E} \cdot \left( \frac{l_{01}}{S_1} + \frac{l_{02}}{S_2} \right) \quad (61)$$

Pro zjištění stlačení silikonového kroužku použiji Neo-Hookeův konstitutivní vztah pro hyperelastický nestlačitelný materiál:

$$\sigma = G \cdot \left( \lambda^2 - \frac{1}{\lambda} \right) = \frac{F}{S} \quad (62)$$

A kde  $\lambda = \frac{l}{l_0}$  je poměr nové délky vůči původní délce. Záměnou  $\Delta l = l_0 - l$  získám vztah:

$$\left( \frac{l_0 - \Delta l}{l_0} \right)^2 - \frac{l_0}{l_0 - \Delta l} = \frac{F}{G \cdot S} \quad (63)$$

$$\left( \frac{1,5 - \Delta l}{1,5} \right)^2 - \frac{1,5}{1,5 - \Delta l} = \frac{-20}{20 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (16,4^2 - 11,6^2)} \quad (64)$$

Ze kterého nejde jednoduše vyjádřit  $\Delta l$ , proto jsem výsledek numericky spočítal v programu Matlab a výsledné stlačení silikonové podložky je:

$$\Delta l = 0,005 \text{ mm} \quad (65)$$

Výsledné stlačení tedy je:

$$\Delta L = 0,005 + \frac{20}{3000} * \left( \frac{2,7}{\frac{\pi}{4} (15^2 - 12^2)} + \frac{4,3}{17^2 - \frac{\pi}{4} * 12^2} \right) = 0,00545 \text{ mm} \quad (66)$$

Vlivem dotlačovací síly pružin se tedy ohnisková rovina posunula o 0,00545 mm, což odpovídá tomu jako kdyby se objektiv po naostření otočil o:

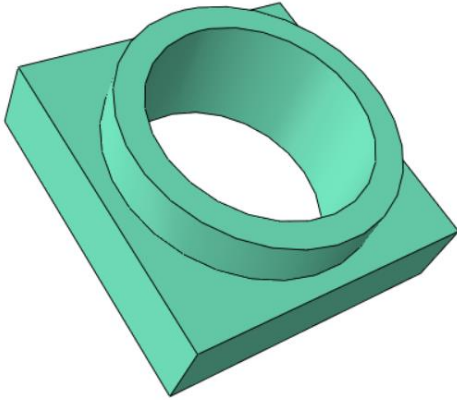
$$\frac{360^\circ}{0,5} \cdot 0,00545 = 3,924^\circ \quad (67)$$

Kde 0,5 mm je stoupání závitu objektivu.

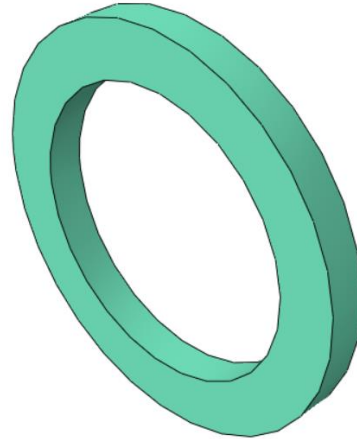
Lidské oko tuto změnu v poloze ohniskové roviny na ostrosti nepozná, nicméně vyhodnocovací software ano.

## VÝPOČET POMOCÍ MKP

Výpočet provedu v softwaru Abaqus. Sestava se skládá ze dvou dílů – plastového držáku objektivů (Obr. 83) a silikonového kroužku (Obr. 84).



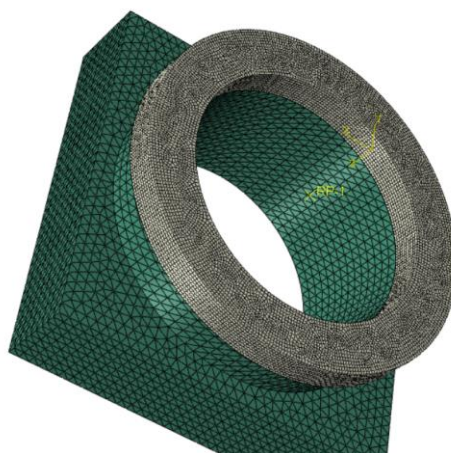
Obr. 83: Model plastového držáku objektivů



Obr. 84: Model silikonového kroužku

Pro model plastového držáku objektivů jsem zvolil elastický výpočtový model s  $E = 3000 \text{ MPa}$  a  $\nu = 0,35$ . Pro silikonový kroužek jsem zvolil Neo-Hookeův hyperelastický výpočtový model s  $C_{10} = \frac{1}{2} \cdot G = \frac{1}{2} \cdot 10 = 5 \text{ MPa}$  a  $D_1 = \frac{2}{E} = \frac{2}{30} = 0,0667 \frac{1}{\text{MPa}}$ .

Nasíťovaná sestava je na Obr. 85. Pro síť silikonového kroužku byly zvoleny šestistěnné (hex) elementy s velikostí 0,15 mm a pro síť plastového držáku čtyřstěnné (tet) elementy s velikostí 0,5 mm.



Obr. 85: Nasíťovaný model sestavy

Na spodní straně plastového držáku jsem nastavil okrajové podmínky jako při vetknutí (nulové posuvy a natočení spodní plochy držáku) a mezi plastovým držákem

a silikonovým kroužkem byla použita vazba „tie“, tedy že mezi oběma díly není možný relativní pohyb.

Zatížení jsem modeloval jako osamělou sílu o velikosti 20 N rozloženou po horní ploše silikonového kroužku pomocí vazby „coupling“.

Výslednou deformaci jsem změřil jako vzdálenost uzlů na horním a spodním vnitřním průměru jako rozdíl původní výšky sestavy a výšky sestavy ve zdeformovaném stavu  $\Delta l = l_0 - l = 8,5 - 8,49647 = 0,00353 \text{ mm}$ .

Přepočtením této pružné deformace na pootočení objektivu dostaneme úhel:

$$\frac{360^\circ}{0,5} \cdot 0,00353 = 2,54^\circ \quad (68)$$

Tedy po odebrání síly, která optickou soustavu přitlačovala do zaběru s ostřícím kolem, by se ohnisková rovina posunula o 0,00353 mm mimo optimální hladinu zaostření. Tento posuv odpovídá tomu jako kdyby se objektiv o 2,54° vyšrouboval směrem od roviny obrazového snímače. Obraz se tedy jevil rozostřený.

Řešením tohoto problému bylo zafixování pozice optické soustavy tak, aby se po zapadnutí do zubů ostřicího kolečka neopírala o ostřicí kolečko a nebyla deformována silou plynové pružiny.

### 3.12. Návrh upínacího přípravku DPS

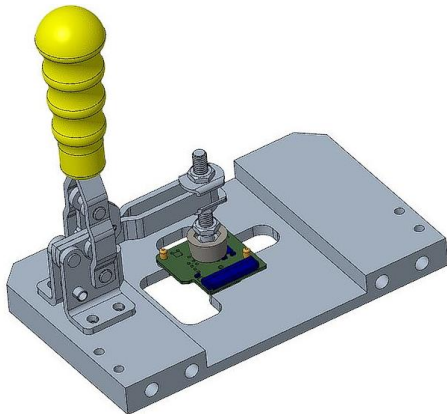
Při ostření a ostatních operacích je potřeba mít DPS s optickou soustavou zafixovanou na místě tak, aby nedocházelo k drobným pohybům zejména při mechanickém otáčení objektivu ostřícím kolem. Zároveň je potřeba zajistit snadnou a rychlou manipulaci při zakládání a vyjímání DPS z přípravku.

DPS je ručně nasazováno na čepy a poté zajištěno pomocí svislé pákové upínky 220 UZ od JC-Metal.

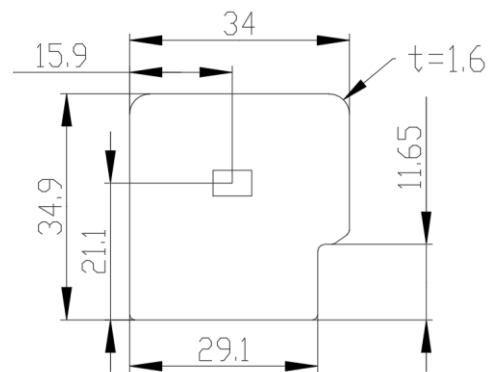


Obr. 86: Svislá páková upínka JC-Metal 220 UZ [65]

Prvotní model upínacího přípravku je na Obr. 87. Upínka byla přes pryžovou opěrku opřena ze zadní strany DPS v místě obrazového snímače, čímž docházelo k deformaci (prohnutí) DPS. V následujícím výpočtu zjistím, jakou deformaci tento způsob upínání způsobí a navrhnu vylepšení, které tuto deformaci odstraní. DPS má obecný tvar, proto tento výpočet bude proveden pouze pomocí MKP.

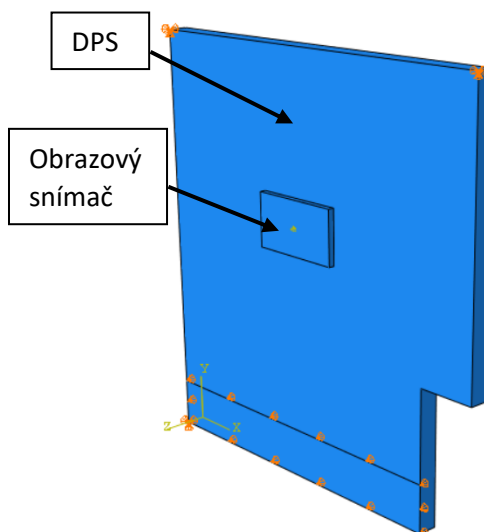


Obr. 87: Model upínacího přípravku pro DPS

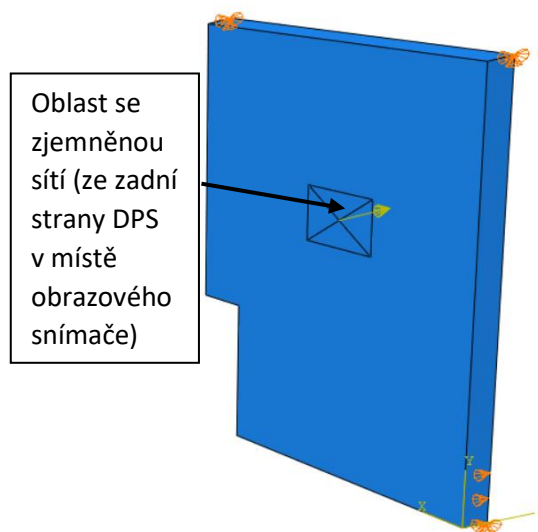


Obr. 88: Rozměrové schéma DPS

Schéma uložení DPS je na Obr. 89. Ve třech rozích jsou odebrány 3 posuvy (X, Y, Z) a na části spodní hrany je odebrán posuv ve směru Z. Tím je modelováno uložení na čepech a opření spodní plochy o rovinu. Zatížení je modelováno jako osamělá síla o velikosti 5 N ve směru Z a síla je umístěna ze zadní strany DPS naproti obrazovému snímači (Obr. 90), který je znázorněn obdélníkovým výstupkem na Obr. 89. Velikost síly byla zvolena experimentálně. Pro výpočet byl zvolen elastický výpočtový model s  $E = 15 \text{ GPa}$  a  $\nu = 0,2$ .



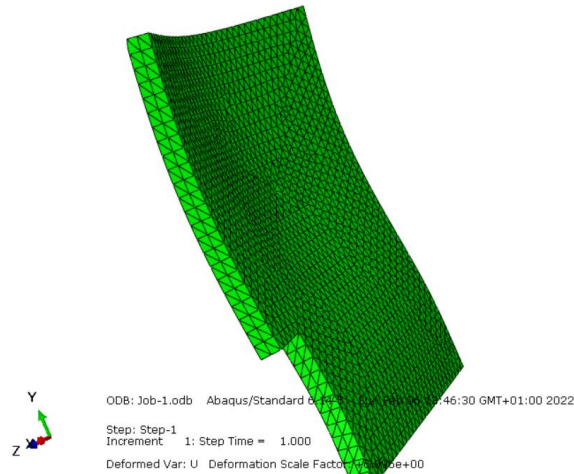
Obr. 89: Schéma uložení DPS



Obr. 90: Schéma zatížení DPS

Pro síť jsem zvolil čtyřstěnné (tet) prvky o velikosti 1 mm. Síť je v místě obrazového snímače a za ním zhuštěna na 0,1 mm.

Zdeformovaný stav (zvětšení deformace přibližně 6x) je možno vidět na Obr. 91. Lze pozorovat, že tímto způsobem fixování DPS dojde k posunutí obrazového snímače, takže se po odepnutí DPS z přípravku obraz rozostří, a ke zdeformování jeho roviny, což vede k tomu, že při zaostřování se budou rohy výsledného obrazu jevit rozostřené oproti středu obrazu.



*Obr. 91: Zdeformovaná DPS*

Na Obr. 92 lze pozorovat velikost posunutí bodů obrazového snímače ve směru zatěžující síly podél delší strany obrazového snímače. Je vidět, že uprostřed obrazového snímače je posunutí 0,117 mm a na kraji 0,109 mm respektive 0,111 mm, takže se kraje obrazu budou jevit rozostřené oproti středu obrazu.



*Obr. 92: Posunutí bodů obrazového snímače ve směru působení síly*

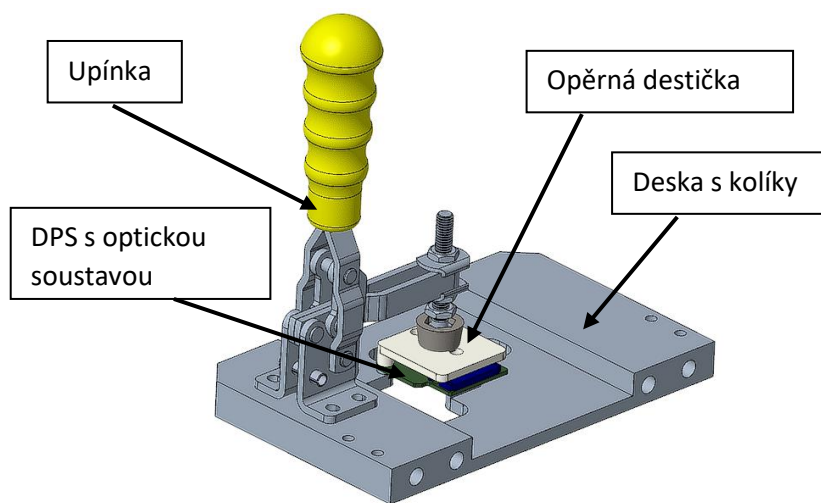


Takto extrémní deformace by také znamenala, že se po uvolnění síly z DPS (vyjmutí DPS z přípravku) vrátí ohnisková rovina o zmíněných 0,117 mm, což odpovídá tomu, jako by byl objektiv pootočený o:

$$\frac{360^\circ}{0,5} \cdot 0,117 = 84,27^\circ \quad (69)$$

Což je hodnota pootočení objektivu, která způsobí značné rozostření celého obrazu. Ve výpočtu není uvažována nehomogenita DPS, která se skládá z vrstev různých materiálů.

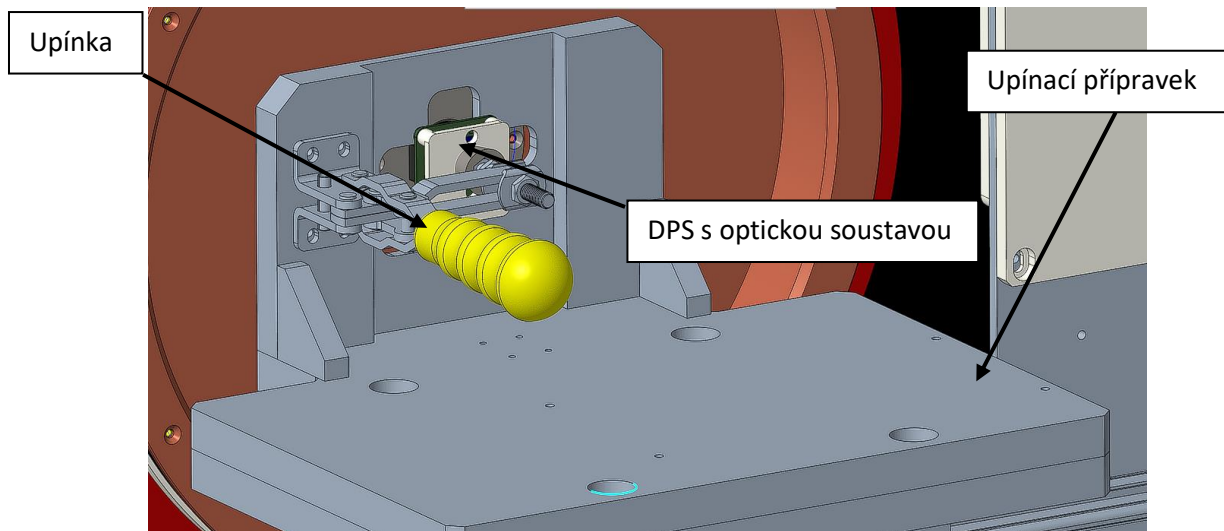
Tento způsob fixování DPS se tedy ukázal jako nevhodný a byl upraven podle Obr. 93.



*Obr. 93: Schéma upraveného upínacího přípravku DPS*

Při tomto způsobu upnutí dojde k rozložení síly upínky do rohů DPS, takže nedojde k průhybu desky a obrazového snímače. Při velmi velké síle by mohlo dojít k posunutí celé DPS, což způsobí pouze změnu vzdálenosti obrazového snímače (a zbytku optické soustavy) a obrazce. To na kvalitu zaostření má zanedbatelný vliv.

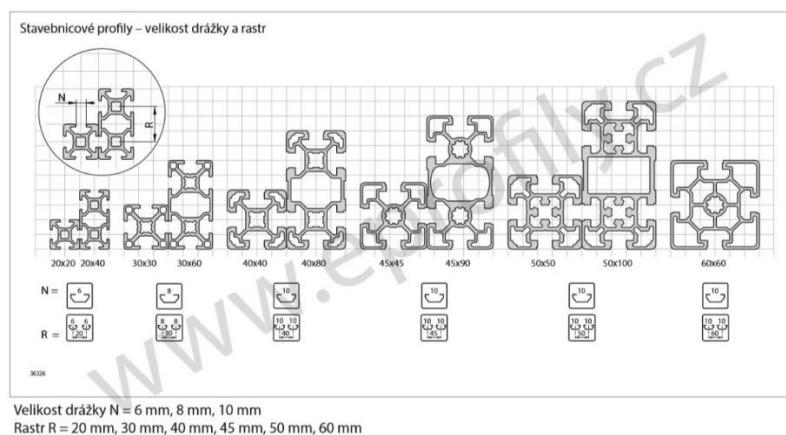
Na Obr. 94 je vidět výsledný upínací přípravek pro DPS umístěný na lineárním vedení příčné osy.



Obr. 94: Výsledný upínací přípravek DPS

### 3.13. Popis rámové konstrukce zařízení a zakrytování

Pro vytvoření rámu celé konstrukce jsem zvolil stavebnicový systém hliníkových profilů Bosch Rexroth. Díky tvarovým prvkům v profilech (Obr. 95) a speciálnímu spojovacímu materiálu tyto systémy umožňují snadnou montáž bez nutnosti svařování nebo vrtání děr. Většina prvků těchto systémů má ESD vlastnosti, což je pro stroje používané ve výrobě elektroniky někdy vyžadováno.



Obr. 95: Stavebnicový systém Bosch Rexroth [66]

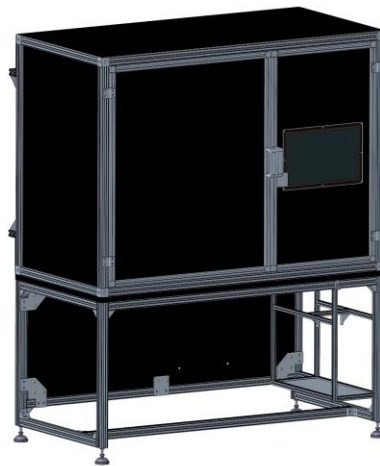
Na Obr. 96 je vidět rámová konstrukce pracoviště složená převážně z profilů 40x40, 30x30 a 20x20.



*Obr. 96: Rámová konstrukce pracoviště*

Technologie používaná pro ostření vyžaduje kontrast černých a bílých pixelů, takže odlesky na panelu s obrázkem jsou nežádoucí, proto je celá konstrukce zakrytovaná černým matným deskovým materiálem.

Výsledná zakrytovaná konstrukce je na Obr. 97.



*Obr. 97: Zakrytovaná konstrukce pracoviště*

## Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout zařízení, které umožní automaticky zaostřovat a testovat kamery.

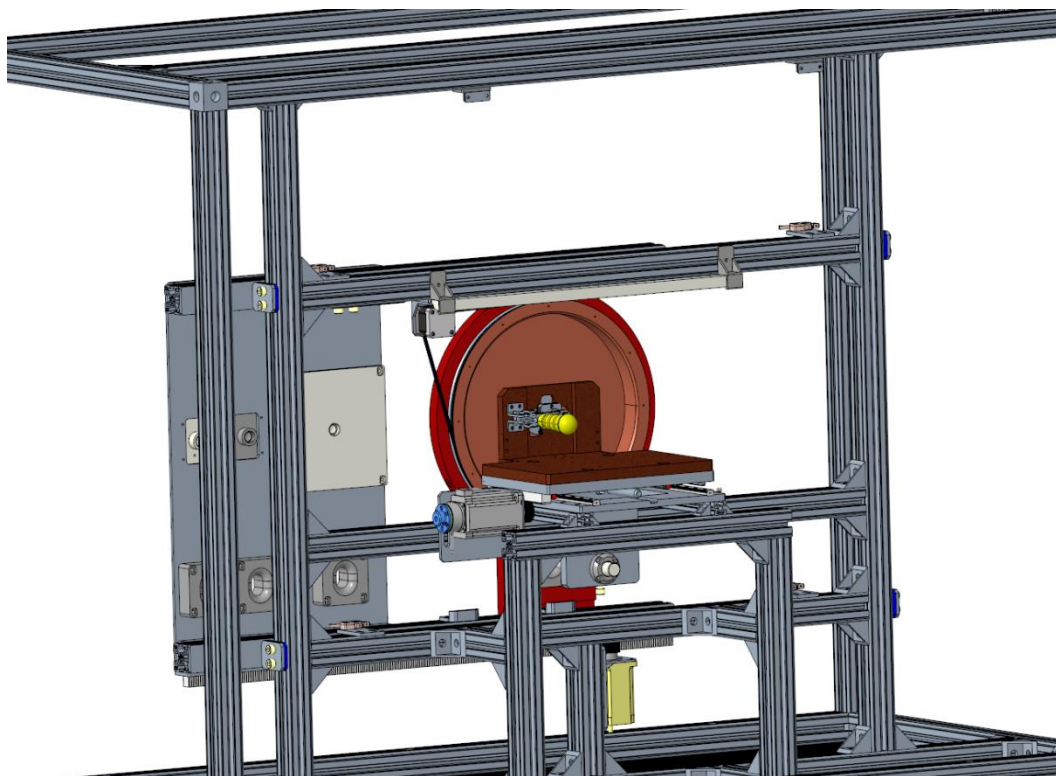
Pro tento účel byla provedena rešerše optiky, manipulátorů a strojních dílů, které s procesem souvisí. Byl proveden rozbor pohybů, které stroj musí zajišťovat a na základě rešerše a rozboru bylo zvoleno vhodné uspořádání stroje a proveden výběr komponent.

Na základě těchto dat vznikl 3D CAD model celého zařízení a byly provedeny návrhové a ověřovací výpočty. Výpočty se opírají o uvedenou literaturu a katalogy výrobců použitých strojních dílů.

Pro ověření analytických výpočtů a demonstrování řešených problémů jsem použil MKP software Abaqus. Výstupem těchto analýz byla i následná úprava částí konstrukce tak, aby nedocházelo k negativnímu ovlivňování procesů ostření a testování.

Na základě těchto dat vznikl i funkční prototyp zařízení, který se v době psaní této práce testuje.

Na Obr. 98 je detail na výslednou konstrukci pracoviště bez zakrytování.



*Obr. 98: Detail na výslednou konstrukci pracoviště bez zakrytování*

## SEZNAM LITERATURY

1. **Bumbálek, Jaroslav.** *Základy technické optiky.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 1995.
2. **Pachlová, Jana.** *Základy fotografické optiky.* Praha : SNTL, 1971.
3. **Zoner.** How does that focusing mechanism work? [Online] [Citace: 27. 02 2022.]  
<https://learn.zoner.com/whirrr-how-does-that-focusing-mechanism-work/?fidl=2019-06-mag-en>.
4. **Zoner.** How your autofocus moves the lens. [Online] [Citace: 27. 02 2022.]  
<https://learn.zoner.com/how-your-autofocus-moves-the-lens/>.
5. **Tamron.** All in one zoom lens. [Online] [Citace: 27. 02 2022.]  
[https://www.tamron.co.jp/en/all\\_in\\_one/technology/list.html](https://www.tamron.co.jp/en/all_in_one/technology/list.html).
6. **Robots done right.** What is a robotic manipulator. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://robotsoneright.com/Articles/what-is-a-robotic-manipulator.html>.
7. **Robots done right.** Robot end-effectors. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://robotsoneright.com/Articles/robot-end-effectors.html>.
8. **Technavio.** Major type of industrial robots. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://blog.technavio.org/blog/major-types-of-industrial-robots>.
9. **Linearmotiontips.com.** What is a cartesian robot. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://www.linearmotiontips.com/what-is-a-cartesian-robot/>.
10. **Bright Hub PM.** Base structure of industrial robots - manipulators - cylindrical base robot. [Online] [Citace: 20. 02 2022.] <https://www.brighthubengineering.com/robotics/29395-base-bodies-of-robots-cylindrical-base-robot/>.
11. **Robots.com.** What are main types of robots. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://www.robots.com/faq/what-are-the-main-types-of-robots>.
12. **Factory Automation.** Průmyslové roboty: Jaké jsou jejich druhy? [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://factoryautomation.cz/prumyslove-roboty-jake-jsou-jejich-druhy/>.
13. **HowToRobot.** Types of industrial robots and their uses. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://www.howtorobot.com/expert-insight/industrial-robot-types-and-their-different-uses?lang=pl>.
14. **ABB.** IRB 910SC. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots/irb-910sc#:~:text=In%20designing%20its%20Selective%20Compliance,Material%20Handling%20and%20parts%20inspection..>
15. **ABB.** GoFa CRB 15000. [Online] [Citace: 20. 02 2022.]  
<https://webshop.robotics.abb.com/cz/catalog/product/view/id/249/s/gofa-crb-15000-vision-inspection/category/3/>.
16. **Kopecký, Miloslav a Houša, Jaromír.** *Základy stavby výrobních strojů.* Praha : ČVUT, 1986.
17. **SINADRIVES.** Which linear drive is most suitable for my application? [Online] [Citace: 7. 11 2021.] <https://sinadrives.com/en/which-linear-guide-is-most-suitable-for-my-application/>.
18. **HIWIN.** Linear Guideways. [Online] <https://www.hiwin.us/products/linear-guideways/>.

19. **Collins, Danielle.** Round shaft or profiled rail for linear motion? *Linearmotiontips*. [Online] 24. 7 2015. [Citace: 7. 11 2021.] <https://www.linearmotiontips.com/round-shaft-or-profiled-rail-how-to-choose/>.
20. **KŘÍŽ, I.** *Stavba a provoz strojů*. Praha : SNTL, 1977.
21. **SKF.** Kluzná ložiska. *SKF*. [Online] [Citace: 7. 11 2021.] <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/index.html>.
22. **SKF.** Bearing basics. *SKF*. [Online] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/general-bearing-knowledge/bearing-basics><https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/general-bearing-knowledge/beari>.
23. **SKF.** Bushings. *SKF*. [Online] [Citace: 7. 11 2021.] <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings>.
24. **SKF.** Deep groove ball bearings. *SKF*. [Online] [Citace: 7. 11 2021.] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>.
25. **Bolek, Alfred, Kochman, Josef a Houkal, Jiří.** *Části strojů 2. svazek*. Praha : SNTL, 1990.
26. **Motioncontroltips.com.** How are industrial shock absorbers different from other damping systems. [Online] [Citace: 13. 02 2022.] <https://www.motioncontroltips.com/how-are-industrial-shock-absorbers-different-from-other-damping-systems/>.
27. **SKF.** Whats the difference between dashpot and a snubber. [Online] [Citace: 13. 02 2022.] <https://www.motioncontroltips.com/whats-the-difference-between-dashpot-and-snubber/>.
28. **Norelem.** Gas springs. [Online] [Citace: 13. 02 2022.] <https://www.norelem.com/us/en/Products/Product-overview/Systems-and-components-for-machine-and-plant-construction/26000-Compression-springs-Elastomer-springs-Rubber-buffers-Shock-absorbers-Gas-springs/Gas-springs/26200-Gas-springs.html>.
29. **BETZ s.r.o.** Plynové pružiny. [Online] [Citace: 13. 02 2022.] <https://www.betz.cz/stabilus/plynove-pruziny.html>.
30. **Uhlíř, Ivan.** *Elektrické stroje a pohony*. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2007.
31. **Adafruit.** What is a stepper motor? [Online] [Citace: 13. 11 2021.] <https://learn.adafruit.com/all-about-stepper-motors>.
32. **RAVEO.** Jak funguje servomotor a zpětnovazební řízení. [Online] [Citace: 13. 02 2022.] <https://www.raveo.cz/jak-funguje-servomotor-a-zpetnovazebni-rizeni>.
33. **SEW Eurodrive.** Servomotory - synchronní a asynchronní. [Online] [Citace: 13. 02 2022.] [https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/motory/servomotory/servomotoren\\_3.html](https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/motory/servomotory/servomotoren_3.html).
34. **machinedesign.com.** What"s the difference between stepper and servo motor? [Online] [Citace: 13. 02 2022.] <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21836868/whats-the-difference-between-servo-and-stepper-motors>.

35. **Thomson Industries Inc.** Why lead screws are the best fit for many linear motion applications. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] [https://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Why\\_Lead\\_Screws\\_Best\\_Fit\\_Linear\\_Motion\\_Applications\\_taen.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Why_Lead_Screws_Best_Fit_Linear_Motion_Applications_taen.pdf).
36. **Nanotec.** Axial anti-backlash threaded nut with helical spring. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://en.nanotec.com/products/2550-ls-nut-anti-backlash-threaded-nut-pom>.
37. **DriveLines.** What's the difference between a ball screw and a lead screw. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://drivelines.co.uk/2020/02/04/ball-lead-screw/>.
38. **Švec, Vladimír.** *Části a mechanismy strojů - Spoje a části spojovací.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 1997.
39. **Apex Dynamics Czech s.r.o.** Lineární jednotky: 8 Výhod ozubeného hřebenu a pastorku. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.apexdynaczech.cz/linearni-jednotky-8-vyhod-ozubeneho-hrebenu-pastorku/>.
40. **Linearmotiontips.com.** Rack and pinion drives: A new look at an old technology. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.linearmotiontips.com/rack-and-pinion-drives-a-new-look-at-an-old-technology/>.
41. **Servotak.** Zero-backlash rack-pinion-gearbox systems. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.servotak.eu/products/high-performance-rack-pinion-systems/zero-backlash-rack-pinion-gearbox-systems>.
42. **Atlanta Drive Systems.** High precision rack and pinion drive systems. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.atlantadrives.com/systems1.htm>.
43. **Linearmotiontips.com.** Linear actuators : belt driven vs. rack and pinion driven. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.linearmotiontips.com/linear-actuators-belt-driven-vs-rack-and-pinion-driven/>.
44. **Igus.** Drylin ZLW-0630 belt drive. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.igus.com/info/linear-guides-zwl-0630-ca>.
45. **MachineDesign.** What's the difference between pneumatic, hydraulic and electric actuators. [Online] [Citace: 21. 02 2022.] <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/linear-motion/article/21832047/whats-the-difference-between-pneumatic-hydraulic-and-electrical-actuators>.
46. **FESTO.** Válce dle norem DSBC. [Online] [Citace: 21. 02 2022.] [https://www.festo.com/cz/cs/p/valce-dle-norem-id\\_DSBC/?q=~:festoSortOrderScored](https://www.festo.com/cz/cs/p/valce-dle-norem-id_DSBC/?q=~:festoSortOrderScored).
47. **Power Transmission Engineering.** A look at belt, chain and gear drive technology. [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.powertransmission.com/blog/a-look-at-belt-chain-and-gear-drive-technology/>.
48. **Engineering Choice.** What is chain drive? [Online] [Citace: 19. 02 2022.] <https://www.engineeringchoice.com/chain-drive/>.
49. **HIWIN.** HGH Square Block. [Online] [Citace: 21. 02 2022.] [https://www.hiwin.cz/en/products/linear-guideways/ball-guideway/hg-qh-series/17\\_hgh-square-block](https://www.hiwin.cz/en/products/linear-guideways/ball-guideway/hg-qh-series/17_hgh-square-block).

50. **HIWIN**. Linear Guideways. [Online] [Citace: 20. 11 2021.]  
[https://www.hiwin.com/pdf/linear\\_guideways.pdf](https://www.hiwin.com/pdf/linear_guideways.pdf).
51. **Haberkorn**. Ozubené kolo s nábojem a přímým ozubením. [Online] [Citace: 2022. 03 12.]  
<https://eshop.haberkorn.cz/ozubene-kolo-s-nabojem-plastove-modul-1-z30.html>.
52. **Haberkorn**. Ozubená tyč s přímým ozubením. [Online] [Citace: 2022. 03 12.]  
<https://eshop.haberkorn.cz/ozubena-tyc-s-primym-ozubenim.html>.
53. **Nanotec**. ST6018L3008-B - Stepper Motor - NEMA 24. [Online] [Citace: 21. 11 2021.]  
<https://en.nanotec.com/products/560-st6018l3008-b>.
54. **HIWIN**. Block MGN. [Online] [Citace: 21. 02 2022.] [https://www.hiwin.cz/en/products/linear-guideways/miniature-guideway/236\\_block-mgn](https://www.hiwin.cz/en/products/linear-guideways/miniature-guideway/236_block-mgn).
55. **Nanotec**. Brake BKE-2,0-6,35. [Online] [Citace: 13. 02 2022.]  
<https://en.nanotec.com/products/1163-brake-bke-20-635>.
56. **Michalec, Jiří a kolektiv**. *Pružnost a pevnost I*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2006.
57. **Růžička, Milan, Hanke, Miroslav a Rost, Milan**. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha : České vysoké učení technické v Praze, 1989.
58. **eFatigue**. Stress concentration factor finder. [Online] [Citace: 9. 1 2022.]  
<https://www.efatigue.com/constantamplitude/stressconcentration/#a>.
59. **Astraszkiwicz, Radomir, a další, a další**. Frictional behaviour of composite anodized layers on aluminium alloys. [Online] 13. 09 2020. [Citace: 05. 03 2022.]  
<https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC7503763/#:~:text=The%20pure%20anodized%20layer%20manifested,N%E2%88%921m%E2%88%921..>
60. **Bossard**. Technické informace - spojovací technika. [Online] [Citace: 5. 3 2022.]  
[https://media.bossard.com/cz-cs/-/media/bossard-group/website/documents/technical-resources/cz/f\\_047\\_cz.pdf](https://media.bossard.com/cz-cs/-/media/bossard-group/website/documents/technical-resources/cz/f_047_cz.pdf).
61. **SKF**. 626-2Z. [Online] [Citace: 18. 12 2021.] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-626-2Z>.
62. **Nanotec**. ST4118M1804-A - Stepper Motor. [Online] [Citace: 19. 12 2021.]  
<https://en.nanotec.com/products/363-st4118m1804-a>.
63. **sdp-si.com**. Timing Belt Design And Installation Suggestions. [Online] [Citace: 22. 1 2022.]  
<https://sdp-si.com/resources/beltdesignsuggestions.php>.
64. **SKF**. Bearing rating life. [Online] [Citace: 18. 12 2021.]  
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life>.
65. **JC-metal**. Svislá upínka 220 UZ. [Online] [Citace: 12. 2 2022.]
66. **Betz s.r.o.** Hliníkový konstrukční profil s drážkou. [Online] [Citace: 05. 03 2022.]  
<https://www.eprofily.cz/hlinikovy-konstrukcni-profil-s-drazkou-6-8-10-mm-v-rozmerove-rade-20-30-40-45-50-60-mm/kat2.html>.



67. Nanotec. Threaded nuts. [Online] [Citace: 19. 02 2022.]  
<https://en.nanotec.com/products/2322-nuts-for-stepper-linear-actuators>.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Schéma pracoviště.....	2
Obr. 2: Spojná a rozptylná čočka [2] .....	3
Obr. 3: AFD autofokusovací konstrukce [4] .....	4
Obr. 4: Autofokusovací konstrukce s krokovým motorem (upraveno z [5]) .....	4
Obr. 5: Piezoelektrická autofokusovací konstrukce (upraveno z [5]) .....	5
Obr. 6: Kartézský manipulátor [9] .....	6
Obr. 7: Cylindrický robot [10] .....	6
Obr. 8: Sférický (polární) robot [13] .....	6
Obr. 9: SCARA robot ABB IRB 910SC [14] .....	6
Obr. 10: Delta robot [13] .....	7
Obr. 11: Kloubový robot ABB GoFa CRB 15000 [15].....	7
Obr. 12: Provedení kluzného vedení [16] .....	8
Obr. 13: Uspořádání lineárního vedení pro krátké dráhy [16] .....	9
Obr. 14: Rolničkové vedení [17] .....	9
Obr. 15: Lineární vedení s oběhovými elementy HIWIN [18] .....	10
Obr. 16: Vodící tyč s lineárním kuličkovým pouzdem [19] .....	10
Obr. 17: Kluzná ložiska SKF [23].....	11
Obr. 18: Kuličkové ložisko SKF [24].....	11
Obr. 19.: Listová pružina [20] .....	11
Obr. 20.: Válcová tlačná pružina [20] .....	11
Obr. 21.: Talířová pružina [20].....	11
Obr. 22.: Lineární charakteristika [25] .....	12
Obr. 23.: Nelineární charakteristika [25] .....	12
Obr. 24.: Pružiny s vnitřním třením [25] .....	12
Obr. 25: Porovnání tlumících mechanismů (upraveno z [26]) .....	13
Obr. 26: Kapalinový tlumič nárazu (upraveno z [26]) .....	13
Obr. 27: Pneumatický tlumič [27].....	14
Obr. 28: Plynové pružiny [28] .....	14
Obr. 29: Plynová pružina LIFT-O-MAT s hydraulicky tlumeným zasunutím a vysunutím [29] .....	14
Obr. 30: Krokové motory [31].....	15
Obr. 31. Krokový motor s „D“ hřídelí a vodícím šroubem [31] .....	15
Obr. 32: Servomotory [32].....	16
Obr. 33: Matice s vymezením vřlí pomocí pružin [36] .....	17
Obr. 34: Řez kuličkovým šroubem [37].....	18
Obr. 35: Vymezení vřlí použitím děleného pastorku [42] .....	19
Obr. 36: Vymezení vřlí použitím dvou pastorků [41] .....	19
Obr. 37: Lineární řemenový aktuátor [44] .....	19
Obr. 38: Pneumatický válec FESTO DSBC [46] .....	20
Obr. 39: Ozubené převody [25] .....	21
Obr. 40: Řemenový převod [39] .....	22
Obr. 41: Řetězový převod (upraveno z [48]) .....	22
Obr. 42: Model pracoviště s popisky .....	25
Obr. 43: Detail na osu Z a upínací přípravek.....	25
Obr. 44: Lineární vedení HIWIN řady HGH [49] .....	26
Obr. 45: Schéma vedení HIWIN HGH [49] .....	26
Obr. 46: Schéma lineárního vedení podélné osy X .....	27
Obr. 47: Schéma zatížení lineárního vedení statickou silou [50].....	27

Obr. 48: Schéma pro výpočet dynamického zatížení [50] .....	28
Obr. 49: Detail na ozubený hřeben a krokový motor podélné osy .....	30
Obr. 50: Ozubené kolo modul 1, 30 zubů [51] .....	30
Obr. 51: Ozubený hřeben modul 1 [52] .....	30
Obr. 52.: Spojení hřídele motoru a pastorku .....	31
Obr. 53: Momentová charakteristika krokového motoru ST6018L3008-B [53] .....	32
Obr. 54: Model konstrukčního celku podélné osy Y (bez krokového motoru a hřebenu) .....	33
Obr. 55: Aretační mechanismus .....	34
Obr. 56: Detail řezu modelu popisující synchronizaci zubů s drážkami na objektivu .....	35
Obr. 57: Lineární vedení HIWIN řady MGN [54] .....	36
Obr. 58: Rozměrové schéma lineárního vedení MGN 12 [54] .....	36
Obr. 59: Uspořádání lineárního vedení příčné osy Y .....	37
Obr. 60: Schéma pro výpočet namáhání vozíků od síly plynové pružiny [50] .....	37
Obr. 61: Brzda s permanentními magnety Nanotec BKE-2,0-6,35 [55] .....	40
Obr. 62: Výsledné uspořádání konstrukčního celku příčné osy Y .....	41
Obr. 63: Zjednodušený řez optickou soustavou a ostřícím kolem .....	42
Obr. 64: Schéma pro výpočet kroutícího momentu .....	43
Obr. 65: Přenos kroutícího momentu na objektiv .....	45
Obr. 66: Schéma pro pevnostní výpočet zubu .....	46
Obr. 67: Schéma vetknutého nosníku .....	46
Obr. 68: Náčrt použitého 2D tělesa .....	48
Obr. 69: Schéma zatížení a okrajových podmínek .....	49
Obr. 70: Zdeformovaný zub ostřícího kolečka .....	49
Obr. 71: Schéma pro určení součinitele tvaru [58] .....	50
Obr. 72: Závislost součinitele tvaru na tloušťce dílu $W$ , $t$ a zaoblení $r$ [58] .....	50
Obr. 73: Součinitele vrubové citlivosti $q$ podle Lejkina a Serensena [16] .....	51
Obr. 74: Rozměrové schéma pro výpočet šroubového spoje ostřícího kola .....	52
Obr. 75: Kuličkové ložisko SKF 626-2Z [61] .....	55
Obr. 76: Uspořádání kuličkových ložisek .....	55
Obr. 77: Posuvné uložení ložiska .....	56
Obr. 78: Přenos kroutícího momentu z krokového motoru na ostřící kolo .....	57
Obr. 79: Spojení řemenice s krokovým motorem .....	57
Obr. 80: Momentová charakteristika motoru Nanotec ST4118M1804-A [62] .....	58
Obr. 81: Axiální pojištění ostřícího kola .....	59
Obr. 82: Schéma pro výpočet stlačení držáku objektivů .....	61
Obr. 83: Model plastového držáku objektivů .....	63
Obr. 84: Model silikonového kroužku .....	63
Obr. 85: Nasíťovaný model sestavy .....	63
Obr. 86: Svislá páková upínka JC-Metal 220 UZ [65] .....	64
Obr. 87: Model upínacího přípravku pro DPS .....	65
Obr. 88: Rozměrové schéma DPS .....	65
Obr. 89: Schéma uložení DPS .....	65
Obr. 90: Schéma zatížení DPS .....	65
Obr. 91: Zdeformovaná DPS .....	66
Obr. 92: Posunutí bodů obrazového snímače ve směru působení síly .....	66
Obr. 93: Schéma upraveného upínacího přípravku DPS .....	67
Obr. 94: Výsledný upínací přípravek DPS .....	68
Obr. 95: Stavebnicový systém Bosch Rexroth [66] .....	68
Obr. 96: Rámová konstrukce pracoviště .....	69
Obr. 97: Zakrytovaná konstrukce pracoviště .....	69
Obr. 98: Detail na výslednou konstrukci pracoviště bez zakrytování .....	70



## SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Porovnání krokového motoru a servomotoru [32] [33] [34] .....	16
Tab. 2: Porovnání lineárních aktuátorů [37] [38] [39] [40] [43] [45] .....	20
Tab. 3: Porovnání mechanismů pro přenos kroutícího momentu [25] [47] .....	23
Tab. 4: Parametry lineárního vedení HGH 15 CA [49] .....	26
Tab. 5: Koeficienty bezpečnosti ozubeného hřebene a pastorku osy X .....	33
Tab. 6: Parametry lineárního vedení MGN 12 C [54] .....	36
Tab. 7: Koeficienty bezpečnosti ozubeného hřebene a pastorku osy X .....	42

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: Sestavný výkres ASM110
- Příloha 2: Sestavný výkres ASM2
- Příloha 3: Výrobní výkres Part15
- Příloha 4: Analýza ozubeného převodu na ose X
- Příloha 5: Analýza ozubeného převodu na ose Y