



# Návrh univerzálního navíjecího zařízení

## Bakalářská práce

*Studijní program:*

B2301 Strojní inženýrství

*Studijní obor:*

Strojní inženýrství

*Autor práce:*

**Ján Milučký**

*Vedoucí práce:*

Ing. Petr Žabka, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů





## Zadání bakalářské práce

# Návrh univerzálního navíjecího zařízení

*Jméno a příjmení:* **Ján Milučký**  
*Osobní číslo:* S16000117  
*Studijní program:* B2301 Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* Strojní inženýrství  
*Zadávací katedra:* Katedra textilních a jednoúčelových strojů  
*Akademický rok:* **2019/2020**

### Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu současného stavu a řešerši navíjecích mechanismů.
2. Navrhněte varianty řešení pro univerzální mechanismus navíjecího zařízení s využitím řízených pohonů.
3. Zpracujte návrh vybrané varianty řešení.
4. Vypracujte výrobní dokumentaci nového řešení.

*Rozsah grafických prací:*  
*Rozsah pracovní zprávy:*  
*Forma zpracování práce:*  
*Jazyk práce:*

Vykresova dokumentace  
30  
tištěná/elektronická  
Čeština



### **Seznam odborné literatury:**

- [1] Kolektiv KTS. Textilní a oděvní stroje I.VŠST, Liberec 1991
- [2] The Rieter Manual of Spinning [online] dostupné z:  
<https://web.archive.org/web/20180413180418/http://www.rieter.com/en/machines-systems/news-center/the-rieter-manualof-spinning/>
- [3] K. JULIŠ, R. BREPTA. Mechanika I. díl. Statika a kinematika. Technický průvodce 65. SNTL Praha 1986
- [4] L. PEŠÍK. Části strojů: stručný přehled. Díl 2. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7083-608-3.

*Vedoucí práce:*

Ing. Petr Žabka, Ph.D.  
Katedra textilních a jednoúčelových strojů

*Datum zadání práce:*

30. října 2019

*Předpokládaný termín odevzdání:*

30. dubna 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan

L.S.

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.  
vedoucí katedry

## Prohlášení

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

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

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

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

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

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

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

17. července 2020

Ján Milučký

## Návrh univerzálního navíjecího zařízení

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem univerzálního navíjecího zařízení pro textilní příze rozdílných druhů na cívky válcových tvarů. Práce je rozdělena do několika částí. Hlavními částmi jsou teoretická část a praktická část. V teoretické části jsou popsány jednotlivé druhy návinu, jejich vlastnosti, výhody a nevýhody a následně hlavní mechanismy, které jsou nutné pro správnou funkci navíjecího zařízení. V praktické části je popsána konstrukce univerzálního navíjecího zařízení. Tento popis se dělí do několika podtémat. První z témat se zabývá výběrem správného druhu pohonů a mechanismů, jež jsou nastíněny v teoretické části. Ve srovnání s konvenčními systémy je navrhované zařízení unikátní především v použití konstrukce zajišťující ovladatelný přítlak cívky, který je běžně řešen pružinami. Další odlišností od běžně používaných mechanismů je použití šroubového mechanismu pro rychlé rozvádění příze, které je umožněno díky novým technologiím výroby závitů a použitým materiálům. V dalším tématu je popsána konstrukce tohoto zařízení, včetně podrobnějšího popisu funkcí jednotlivých dílů s případným doprovodným výpočtem a obrázky. Konstrukce byla provedena pomocí CAD programu CATIA, z níž jsou zmíněné obrázky vloženy. V souladu s principy konstrukčních návrhů bylo v maximální míře využito nakupovaných komponentů a jejich modelů. Navržené zařízení se však neskládá pouze z mechanických částí. Následující kapitola proto popisuje i elektronické součásti a řídicí členy, které jsou použity. Řízení je založeno na propojení Raspberry Pi s Arduinem UNO a drivery krokových motorů. Zároveň je i vyroben plošný spoj zajišťující několik doprovodných funkcí a propojení všech součástí. Elektronické součásti jsou vybrány v takové kombinaci, aby bylo zařízení levné a lehce uživatelsky ovladatelné pomocí zabudovaného dotykového displeje. Ke konci je nastíněn popis programování ovládací elektroniky a v závěru obrázek zařízení ve fázi testovacího sestavení před rozebráním a finální povrchovou úpravou.

Klíčová slova: univerzální, navíjecí zařízení, textilní příze, návin, elektronické ovládání

## Design of Universal Winding Device

This bachelor's thesis deals with the design of a universal winding device used for textile yarns of different types for cylindrical spools. The work is divided into several sections. The main sections are the theoretical and the practical. The theoretical section describes the various types of windings, their properties, advantages and disadvantages, and the main mechanisms that are necessary for the proper functioning of the winding device. The practical part describes the construction of a universal winding device. This description is divided into several sub-topics. The first of the topics deals with the selection of the proper type of drives and mechanisms, which are outlined in the theoretical part. Compared to conventional systems, the proposed device is unique mainly due to the use of a structure providing controllable coil pressure, which is commonly solved by springs. Another difference from commonly used mechanisms is the usage of a screw mechanism for fast yarn distribution, which is made possible by new thread production technologies and materials used. The next topic describes the construction of this device, including a more detailed description of the functions of individual parts with relevant accompanying calculation and pictures. The construction was done using the CAD software CATIA, from which the mentioned images are inserted. In accordance with the principles of design, the purchased components and their models were used to the maximum extent. However, the proposed device does not consist only of mechanical parts. The following chapter therefore describes the electronic components and control elements that are used. The control is based on the combination of Raspberry Pi with Arduino UNO and stepper motor drivers. At the same time, a printed circuit board is produced, providing several accompanying functions and interconnection of all components. The electronic components are selected in such combination, that the device is cheap and is easy to use with the built-in touch screen. Towards the end, a description of the programming of the control electronics is outlined and at the end there is a picture of the device in the phase of test assembly before disassembly and final surface treatment.

Keywords: universal, winding device, textile yarn, wind, electronic control.

## Poděkování

Rád bych poděkoval všem, co mi při tvorbě této bakalářské práce pomohli. Velké díky patří nejen mému vedoucímu, Ing. Petru Žabkovi Ph.D., za vedení, rady a připomínky, ale i ostatním lidem z Technické univerzity v Liberci, kteří se podíleli na výrobě. Zároveň bych chtěl poděkovat mé rodině a přátelům za podporu a trpělivost nejen v průběhu této práce, ale i v průběhu studia.

# Obsah

Obsah.....	1
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	3
1. Úvod .....	7
2. Teoretická část .....	8
2.1 Cívka .....	8
2.1.1 Druhy cívek .....	8
2.1.2 Parametry návinů .....	8
Druhy vinutí.....	9
2.1.3 Rovnoběžné vinutí .....	9
2.1.4 Křížové vinutí .....	9
2.2 Navíjecí systémy .....	10
2.2.1 Řešení pohonu cívky .....	11
2.2.2 Způsoby rozvádění příze .....	11
2.2.3 Řešení přitlaku .....	12
3. Návrh univerzálního navíjecího zařízení.....	13
3.1 Cíle .....	13
3.2 Návrh konstrukčního řešení .....	13
3.2.1 Návrh pohonu cívky .....	13
3.2.2 Návrh rozvádění příze.....	14
3.2.3 Návrh řešení přitlaku cívky .....	14
3.3 Řešení konstrukce navíjecího zařízení.....	15
3.3.1 100_Ram.....	15
3.3.2 200_Rozvadeci_mechanismus .....	16
3.3.3 300_Napinaci_mechanismus.....	21
3.3.4 400_Operny_mechanismus.....	32
3.3.5 500_Elektronika.....	34
3.4 Navržení a výběr elektronických zařízení .....	35
3.4.1 Řízení .....	35
3.4.2 Ovládání krokových motorů .....	36
3.4.3 Základní deska .....	37
3.4.4 Program .....	39
3.4.5 Displej .....	39
3.4.6 Zdroj.....	39
4. Závěr.....	40



Bibliografie .....	41
Seznam příloh.....	43

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Velký průměr cívky / návínu	$D_{max}$	mm
šířka cívky / návínu	B	mm
Úhel stoupání návínu	$\psi$	°
Stoupání ovinů	s	mm
Soukací poměr	R	1
Vnější průměr závitu dryspin®	$d_1$	mm
Střední průměr závitu dryspin®	$d_2$	mm
Vnitřní průměr závitu dryspin®	$d_3$	mm
Rozteč závitu dryspin®	P	mm
Délka závitu šroubového mechanismu	l	mm
Hustota oceli	$\rho_{ocel}$	$kg \cdot m^{-3}$
Součinitel tření mezi maticí a šroubem dryspin®	f	1
Úhel stoupání závitu dryspin®	$\alpha$	rad
Třecí úhel mezi maticí a šroubem dryspin®	$\phi$	rad
Účinnost závitu dryspin®	$\eta$	1
Moment setrvačnosti motoru NEMA 17	$J_{mot}$	$kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti rozváděcího šroubu	$J_{šroub}$	$kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti šroubu a motoru	J	$kg \cdot m^2$
Hmotnost rozváděcího šroubu	$m_{šroub}$	kg
Hmotnost vodiče s vidličkami	$m_{vodič}$	kg
Kroutící moment motoru NEMA 17	$M_{k17}$	Nm
Dynamický moment šroubového mechanismu	$M_{rot}$	Nm
Ekvivalentní kroutící moment setrvačné síly vodiče	$M_{pos}$	Nm
Úhlové zrychlení motoru šroubového mechanismu	$\varepsilon$	$rad \cdot s^{-2}$
Posuvná rychlost matice dryspin®	$v_{pos}$	$m \cdot s^{-1}$
Obvodová rychlost šroubu dryspin®	$v_{rot}$	$m \cdot s^{-1}$
Zrychlení matice dryspin®	$a_{pos}$	$m \cdot s^{-2}$
Úhlová rychlost šroubu dryspin®	$\omega$	$rad \cdot s^{-1}$
Setrvačná síla vodiče	$F_{pos}$	N

Tečná síla šroubového převodu	$F_{teč}$	N
Teoretická tečná síla šroubového převodu	$F_{tečteor}$	N
Maximální zrychlení matice	$a_{max}$	$m*s^{-2}$
Maximální setrvačná síla vodiče	$F_{posmax}$	N
Maximální otáčky krokového motoru NEMA 17	$n_{max17}$	$ot*min^{-1}$
Maximální úhlová rychlost krokového motoru NEMA 17	$\omega_{max17}$	$rad*s^{-1}$
Maximální posuvná rychlost matice	$v_{posmax}$	$m*s^{-1}$
Převodový poměr planetové převodovky	$i$	1
Kroutící moment zvedané sestavy způsobený její tíhou	$M_{sest}$	Nm
Vzdálenost těžiště zvedané sestavy od osy rotace	$x_{sest}$	mm
Hmotnost zvedané sestavy	$m_{sest}$	kg
Tíhové zrychlení	$g$	$m*s^{-2}$
Modul průřezu v krutu pružné hřídele	$W_k$	$mm^3$
Minimální průměr pružného hřídele	$d_{teor}$	Mm
Zvolený průměr pružného hřídele	$d_{ph}$	Mm
Napětí pružného hřídele v krutu	$\tau_k$	MPa
Mez únavy oceli 11 700 pro střídavý krut	$\tau_{ck}$	MPa
Dovolené napětí v krutu pro střídavé namáhání oceli 11 700	$\tau_{Dk}$	MPa
Součinitel bezpečnosti pružného hřídele	$k$	1
Redukované napětí pružného hřídele	$\sigma_{red}$	MPa
Normálové napětí pružného hřídele	$\sigma$	MPa
Napětí von Mises pružného hřídele získané metodou konečných prvků	$\sigma_{MKP}$	MPa
Zkrut pružného hřídele	$\phi_{ph}$	rad
Délka pružného hřídele	$l_{ph}$	mm
Modul pružnosti ve smyku pro ocel	$G$	MPa
Polární moment pružného hřídele	$J_p$	$mm^4$
Vzdálenost osy hřídele ramene a hřídele cívky	$r$	mm
Posuv osy cívky v důsledku zkroucení pružného hřídele	$w_k$	$mm^3$
Zkrut pružného hřídele způsobený jedním krokem krokového motoru	$\phi_{krok}$	rad
Posuv cívky natočením krokového motoru o jeden krok	$w_{krok}$	mm

Síla působící na cívky natočením ramene o jeden krok	$F_{\text{krok}}$	N
Vzdálenost mezi okrajem ramene a středem ložiska A	$a$	mm
vzdálenost mezi středy ložisek A a B	$b$	mm
Vzdálenost mezi okrajem ramene a těžištěm rotujících součástí	$c$	mm
Hmotnost rotujících součástí	$m_{\text{rot}}$	kg
Tíha rotujících součástí	$G_{\text{rot}}$	N
Reakční síla v ložisku A	$R_A$	N
Reakční síla v ložisku B	$R_B$	N
Vnitřní průměr ložiska	$d_{\text{lož}}$	mm
Vnější průměr ložiska	$D_{\text{lož}}$	mm
Šířka ložiska	$B_{\text{lož}}$	mm
Dynamická únosnost ložiska	$C$	kN
Jmenovitý úhel styku ložiska	$\alpha_{\text{lož}}$	°
Mezní hodnota vztahu určující hodnotu koeficientů X a Y	$e$	1
Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček	$L_{10}$	1
Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	$P$	N
Exponent druhu styku valivého elementu ložiska	$p$	1
Koeficient radiálního dynamického zatížení	$X$	1
Koeficient axiálního dynamického zatížení	$Y$	1
Axiální síla působící na ložisko	$F_a$	N
Radiální síla působící na ložisko	$F_r$	N
Dynamická únosnost ložiska v hodinách	$L_h$	hod
Posunutí ramene na vnější straně	$\Delta_{1A}$	mm
Posunutí ramene na vnitřní straně	$\Delta_{2A}$	mm
Úhel zkroucení ramene A	$\delta_A$	rad
Posunutí konce závitové tyče v důsledku zkroucení ramene	$u_A$	mm
Součinitel bezpečnosti ramene A	$k_A$	1
Mez únavy v krutu pro střídavé namáhání oceli 11 700	$\tau_{c11700}$	MPa
Mez únavy v krutu pro střídavé namáhání slitinové oceli	$\tau_{cslit}$	MPa
Průměr opěrného válce	$d_{\text{válec}}$	mm

Obvodová rychlost cívky	$v_1$	$m \cdot s^{-1}$
Obvodová rychlost opěrného válce	$v_2$	$m \cdot s^{-1}$
Maximální otáčky opěrného válce	$n_{válecmax}$	$ot \cdot min^{-1}$
Computer Aided Design	CAD	
Metoda konečných prvků	MKP	
Fused Deposition Modeling	FDM	
Polyethylentereftalát - Glykol	PET-G	
Graphical User Interface	GUI	
General Purpose Input-Output	GPIO	
Analog-to-digital Converter	ADC	
Serial Peripheral Interface	SPI	
Universal asynchronous receiver-transmitter	UART	
Inter-Integrated Circuit	I2C	
Direct current	DC	
Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor	MOSFET	
Integrated Development Environment	IDE	
Proporcionální, Integrační, Derivační	PID	
Light Emitting Diode	LED	

## 1. Úvod

V oblasti textilního průmyslu je běžné navíjet příze do cívek různých tvarů a návinů pomocí navíjecích zařízení. Tyto stroje jsou obvykle specializované a schopné pracovat pouze s omezeným množstvím předem definovaných druhů návinů, přízí a velikostí. Avšak kombinace různých druhů příze a různých návinů přináší různé výhody a nevýhody, například v jednoduchosti práce s takovou cívkou a množství vlákna, jaké se na cívku vejde. Z Katedry textilních a jednoúčelových strojů Technické univerzity v Liberci proto vzešel požadavek na testování různých kombinací. Je tedy třeba univerzálního navíjecího zařízení.

Cílem této práce je navrhnout univerzální navíjecí zařízení určené pro testování. To znamená, že bude schopné, pokud možno bez jakýchkoliv změn v konstrukci, nebo s minimálními změnami, navíjení různých velikostí a návinů středně velkých cívek z různých druhů příze. Hlavní částí práce je navržení hlavně mechanické části konstrukce. Mechanickou částí se rozumí výběr jednotlivých pohonů, výběr mechanismů a dalších součástí, a následná konstrukce zařízení připraveného pro instalaci elektrických komponent. Nad rámec zadání je v práci vypracovaná i kapitola zabývající se elektronickým řízením a jeho sestavou a zapojením, načež následuje montáž a sestavení vlastního zařízení.

Aby zvolené cíle byly splněny je třeba zvolit správné kombinace jak mechanických, tak i elektronických součástí s přihlédnutím k jejich výhodám a omezením. Další parametry a vlastnosti navíjecího zařízení jsou definovány plánovaným užitím – laboratorní testování. Z toho vyplývají různé požadavky, jako již zmíněná univerzálnost, ale také například požadavek na co nejmenší velikost a hmotnost. Zároveň není třeba, aby zařízení mělo dosahovalo vlastností, které jsou důležité pro průmyslové využití, jako je například rychlost navíjení. Je také třeba se zaměřit na cenu jednotlivých součástí a jejich technologie výroby a zvolit, pokud možno, co nejlevnější možnost.

## 2. Teoretická část

Teoretická část této bakalářské práce se věnuje soukání neboli navíjení textilní příze do cívek, parametrům tohoto procesu a tomu, jak změny těchto parametrů změni jak vzor cívky, tak i další vlastnosti. Takto rozdílné cívky se dají rozdělit například dle druhu návínů. Návín je dán vztahem mezi pohonem a rozváděním příze, což je určeno druhem pohonu cívky, druhem rozvádění, řešením přítlaku a dalšími parametry

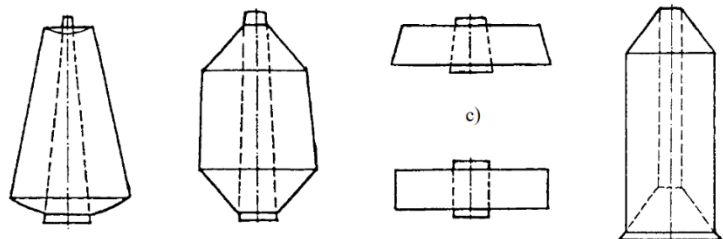
### 2.1 Cívka

Na začátek je třeba definovat, co je cívka. V textilním průmyslu je důležité uskladnit a transportovat velké množství textilního materiálu ve formě nití, přízí, filamentů a jiných lineárních útvarů. Při uskladnění nelze vlákno pouze „zmačkat“, protože by došlo k zamotání a vlákno by bylo nepoužitelné. Aby se předešlo těmto problémům, tak se textilie navíjí na vřeteno nebo dutinku. Takto vzniklému útvaru se říká cívka. [1]

#### 2.1.1 Druhy cívek

Cívky tedy lze navíjet do jednoduchého válcového tvaru. V praxi je ovšem třeba i jiných tvarů návínů. Další druhy tvarů jsou znázorněny na obrázku 1 a patří mezi ně například cívka:

- variokónická
- bikónická
- terčová kuželová
- terčová válcová
- raketová. [2]

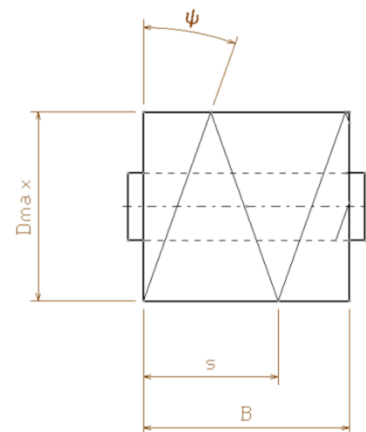


Obrázek 1: Různé druhy návínů cívek [2]

#### 2.1.2 Parametry návínů

Navržené navíjecí zařízení je však zaměřené hlavně na tvorbu válcových cívek. Proto je třeba definovat jejich základní parametry jako jsou rozměry a úhly, s jakými je návín proveden. Tyto parametry jsou znázorněny na obrázku 2 patří mezi ně:

- |                       |           |         |
|-----------------------|-----------|---------|
| - Velký průměr návínů | $D_{max}$ | [mm]    |
| - Šířka návínů        | B         | [mm]    |
| - Úhel stoupání ovinů | $\psi$    | [°]     |
| - Stoupání ovinů      | s         | [mm]    |
| - Soukací poměr       | R         | [-] [1] |



Obrázek 2: Parametry cívky

Jedním z důležitějších parametrů je takzvaný soukací poměr. Ten je definován jako podíl poměru otáček vřetene ku jednomu dvojdvihu rozvaděče, viz rovnice 1. V jednoduchosti nám říká, kolikrát je vlákno omotáno na cívce během jedné periody rozvaděče. Tento poměr je velmi užitečný k porovnávání jednotlivých druhů návínů. [1]

$$R = \frac{2B}{s}$$

Rovnice 1: Rovnice soukacího poměru

## Druhy vinutí

Jak už bylo řečeno, volbou jednotlivých parametrů je možné zvolit, jaký druh vinutí cívky bude soukán. Základní druhy tohoto návínů jsou považovány za rovnoběžné vinutí, nebo křížové vinutí. Křížové vinutí se dále dělí na divoké, přesné křížové vinutí, digitální a dokonale přesné křížové vinutí. [1]

### 2.1.3 Rovnoběžné vinutí.

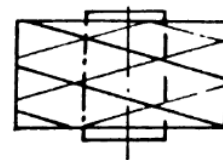
Rovnoběžným vinutím se rozumí cívka, kde je příze pokládána jedna vedle druhé. Takovéto vinutí se používá například při navíjení hedvábných nití. Jako jednu z výhod je možno považovat to, že vzhledem k malé rozváděcí rychlosti je možné využít velmi vysoké rychlosti navíjení. Takovýto druh návínů má však nevýhodu, kdy dochází k bortění stěn. Proto je třeba zajistit přízi na čele cívky, ať už třeba navíjení pod extrémním úhlem čela, jako v případě potáče, či přírubou. [1] Znárodnění vinutí s přírubami je znázorněno na obrázku 3. Další nevýhodou je, že sundávání příze se provádí roztočením cívky tahem za vlákno, které je náchylné k přetržení. Protože se však příze obvykle přetrhne ve vysokých otáčkách cívky, dochází k dalšímu rotování díky setrvačnosti a vlákno se dále nekontrolovaně odvíjí. Pro tyto nevýhody je často preferováno křížové vinutí. [3]



Obrázek 3: Rovnoběžné vinutí s čelem jištěným přírubou [2]

### 2.1.4 Křížové vinutí.

Jako křížové se rozumí takové vinutí, kdy se příze souká ve tvaru šroubovice, která otáčí směr rotace (pravotočivá na levotočivou a naopak) na krajích navíjené cívky. Název je odvozen z jevu, kdy se vlákno při pokládání kříží s vláknem už položeným. Toto je znázorněno na obrázku 4. Takovýto druh soukání obvykle nevyžaduje žádné zajištění čel proti bortění návínů. [1]

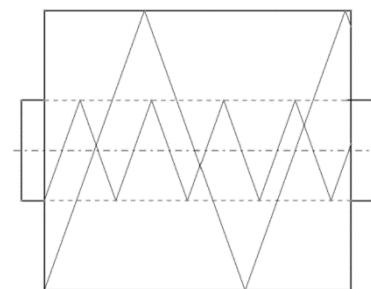


Obrázek 4: Křížové vinutí [2]

Díky vhodnému úhlu křížení je možné odvíjet vlákno z čela cívky, kdy pro sundání není třeba velké tažné síly. Díky tomu je možné sundávat přízi velkými rychlostmi. [3]

#### 2.1.4.1 Divoké vinutí

Tímto pojmem se rozumí takové vinutí, kdy je úhel stoupání ovínů konstantní v celém procesu soukání. Toto je způsobeno obvykle tím, že cívka je poháněna po obvodě válečkem a mechanickým vedením příze předem nastaveným úhlem. [1] Tento pohon, kdy máme konstantní obvodovou rychlost mezi hnacím bubnem a hnanou cívku, však způsobuje, že s postupným navíjením dochází ke zvětšování průměru hnané cívky a tím i změně rychlosti otáčení, avšak rychlost rozvádění se nemění. Průběh ukládání vlákna v různých průměrech je znázorněn na obrázku 5. Díky tomuto je tedy soukací poměr nekonstantní a vzor příze se v průběhu navíjení mění. [4]



Obrázek 5: Divoké vinutí

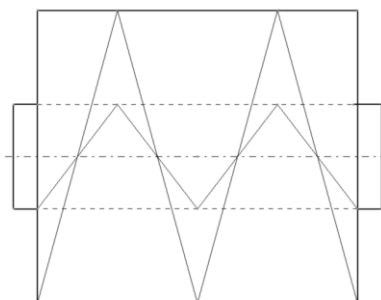
Mezi výhody této metody patří jednoduchá konstrukce zařízení určeného k takovému soukání a konstantní hustota navíjené příze. [3] Na druhou stranu, protože se soukací poměr mění plynule, v místech, kdy je tento poměr roven celému číslu, nebo zlomku s malým číslem ve jmenovateli, například  $1/2$ ,  $3/2$  atp., dochází k takzvanému pásovému vinutí, které je nežádoucí. [1]

#### 2.1.4.2 Přesné vinutí

Tímto pojmem popisujeme návínů, kdy je rozváděcí rychlost vázána na úhlovou rychlost navíjeného tělesa, k čemuž dochází v případě, kdy je cívka poháněna osově. Tato provázanost způsobuje, že soukací poměr  $R$  je konstantní po celou dobu návínů, ale úhel navíjení se mění. [4]



Výhody této metody jsou například volitelná hustota cívky v závislosti na soukacím poměru, jednoduché odvíjení a neexistence pásmového vinutí. Mezi nevýhody patří proměnlivá hustota ukládání vlákna při změně průměru a neschopnost navíjet cívky s velkým rozdílem malého a velkého průměru. Na obrázku 6 je znázorněn úhel přize v různých průměrech návínu. [3]



Obrázek 6: Přesné křížové vinutí

#### 2.1.4.3 Digitální vinutí.

Digitální vinutí řeší některé problémy přesného křížového vinutí, jako jsou například příliš měnící se úhel návínu, a problémy divokého vinutí, např. pásmové vinutí. Toto se děje tak, že při této metodě se soukací poměr nemění ani plynule jako u divokého křížení, ale ani není konstantní po celém průměru cívky jako u přesného křížového vinutí, ale je měněn skokově několikrát v průběhu procesu. To je docíleno spojením rozváděcího mechanismu s hnacím motorem pomocí převodovky a v průběhu navíjení se mění převodový poměr řečené převodovky. [3]

#### 2.1.4.4 Dokonale přesné křížové vinutí.

Toto je druh návínu, který byl vyvinut na Technické univerzitě v Liberci, Katedře textilních a jednoúčelových strojů. V tomto případě měníme soukací parametry plynule v průběhu navíjení tak, aby se eliminovaly nevýhody přesného křížového vinutí. Mezi tyto nevýhody patří například nerovnoměrná hustota navíjené přize, a díky tomu „může být pomocí DPKV navinuto až o 25 % více materiálu, jako systémem PKV“ [1, s. 30]. Vzor vinutí je znázorněn na obrázku 7.



Obrázek 7: Dokonale přesné křížové vinutí [1]

## 2.2 Navíjecí systémy.

Navíjecí zařízení musí pro správnou funkci plnit více funkcí zároveň, tímto jej můžeme rozdělit do tří hlavních konstrukčních celků. Těmito celky jsou:

- pohon cívky,
- rozvádění přize,
- přítlak navíjené přize.

### 2.2.1 Řešení pohonu cívky

Pohonem cívky rozumíme mechanismus, který otáčí cívku. Toho je dosaženo buď pohonem na obvodu, nebo pohonem na středu. Tím je docíleno konstantních otáček, které jsou vhodné pro přesné křížové vinutí, nebo konstantní obvodové rychlosti, vhodné pro divoké vinutí. [4]

Zároveň je třeba zvolit správný druh motoru k pohánění tohoto mechanismu. Tyto motory mohou být různých konstrukcí. Takovým příkladem mohou být historicky používané stroje hnané centrální transmisí. V současné době se však nejčastěji používají elektrické motory. Tyto motory můžeme dále rozdělit na pohony, kde nelze lehce regulovat polohu a rychlost, kam patří například DC a asynchronní motory, a na pohony se znalostí polohy, mezi které patří krokové motory a servo motory.

Pro pohon cívky je však třeba použít motoru, kde je známá poloha, protože je třeba zachovat vzájemnou polohu mezi cívku a vodičem. Tyto motory je třeba vybavit ovládací elektronikou ve formě počítače, nebo mikrokontroleru. Dále platí rozdíly mezi jednotlivými druhy těchto motorů, mezi které patří krokové a servo motory. Krokové motory mají výhody, v porovnání oproti servo motorům, v ceně – jsou levnější, a díky jejich konstrukci se otáčejí pouze po jednotlivých úhlových krocích. Servo motor má vyšší krouticí moment ve vyšších otáčkách, bohužel je však dražší.

### 2.2.2 Způsoby rozvádění příze

Tímto mechanismem je zajištěno vedení vlákna při jeho navíjení, které docíleno rozváděcím systémem. Rozváděcí systémy dělíme na dvě hlavní kategorie, a to hmotné a nehmotné. Nehmotný systém je takový, kde je příze rozváděna drážkou, a proto zde nejsou žádné setrvačné hmoty. Hmotnými systémy rozvádění se rozumí takové, kde příze rozvádí nějaký druh vodiče, který mění v krajních polohách směr pohybu, a tak působí setrvačnými hmotami.

#### 2.2.2.1 Nehmotné systémy – Rozváděcí váleček

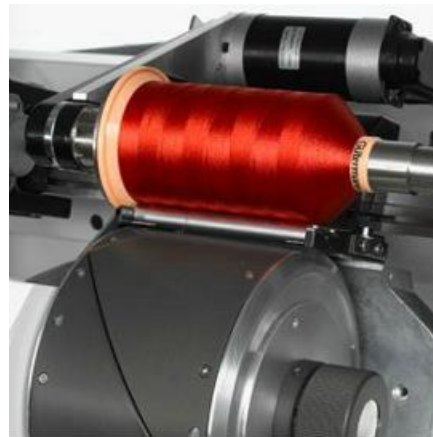
Mezi takovéto systémy je řazena například metoda s využitím rozváděcího válečku, znázorněného na obrázku 8, který je momentálně jednou z nejpoužívanějších metod. [4] To je zásluhou hlavně jednoduché konstrukce a vysokými rychlostmi navíjení které v praxi dosahují až 1200 metrů za minutu. Tato konstrukce však dokáže navíjet pouze divoké vinutí. [5]

#### 2.2.2.2 Nehmotné systémy – rozváděcí bubna

Mezi nehmotné systémy pro přesné křížové vinutí patří například metoda s využitím rozváděcího bubnu, viz obrázek 9. Tato metoda spočívá v tom, že motor pomocí převodových mechanismů otáčí jak cívku, tak dutým bubnem, kterým nit prochází. Tímto je docíleno, že příze je bubnem pouze rozváděna axiálně na cívce. [5]



Obrázek 8: Navíjení cívky pomocí rozváděcího válečku [5]



Obrázek 9: Rozvádění příze rozváděcím bubnem [4]

### 2.2.2.3 Nehmotné systémy – rozváděcí talíře

Dalším zástupcem nehmotného systému je řešení firmy HACOBA, která hledala způsob, jakým nahradit rozvádění pomocí rozváděcího bubnu, které bylo patentováno. Jejich metoda využívá dvou zpřevodovaných rotujících talířů, které slouží k rozvádění příze na navíjecí se cívce. Zvolená konstrukce je však náročná na výrobu, protože talíře není možné dokonale vyvážit a díky tomu dochází k rychlému opotřebení už takto předimenzovaných součástí převodovky a ozubení. Z těchto důvodů je výroba velmi drahá a metoda v praxi není používána. [5]

### 2.2.2.4 Hmotné systémy – axiální vačka

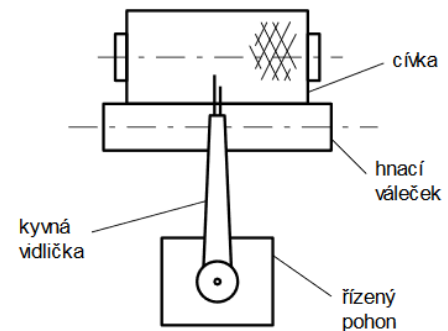
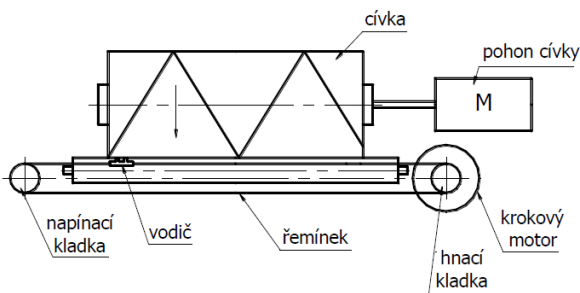
Způsobem takovéto konstrukce je rozvádění příze pomocí rozvaděče poháněného axiální vačkou. Tato vačka je poháněna přes variátor stejným motorem, který pohání navíjenou cívku. Variátorem se dá měnit poměr otáček a tím i soukací poměr. Tento způsob je však pomalý a zároveň i hlučný. Důvodem hlučnosti je změna směru pohybu vodiče v úvratích, čímž dochází k vymezování vůlí. [5]

### 2.3.2.5 Hmotné systémy – Krokový motor s řemenem

Obdobou tohoto rozvádění je použití vodiče, poháněného pomocí krokového motoru s mechanismem převodu rotačního pohybu na lineární, jako například posuv ozubeným řemenem, viz obrázek 10. Toto řešení má výhodu v tom, že je plně programovatelné a tím i schopno jakéhokoliv druhu vinutí. Je však také pomalejší. [4]

### 2.3.2.6 Hmotné systémy – kyvná vidlička

Další používanou metodou je rozvádění takzvanou kyvnou vidličkou, viz obrázek 11. Tato vidlička je umístěna na rychlém a přesném elektromotoru, ať už krokovém, nebo servo motoru, a přízi rozvádí pomocí natáčení o stanovený úhel. Tato metoda však není velmi kompaktní, protože rameno musí být delší, než je poloviční šířka cívky. Další nevýhodou je, že vzdálenost mezi bodem rozvádění a navíjenou cívkou není konstantní. Toto s sebou přináší nepřesnosti v návíně. Navíc největší mezera je v krajních polohách, kde vidlička mění směr, a díky tomu v těchto oblastech příze není přesně vedena. [4]



Obrázek 10: Rozvádění pomocí krokového motoru s ozubeným řemenem [5]

Obrázek 11: Rozvádění příze s využitím kyvné vidličky [4]

### 2.2.3 Řešení přítlaku

Při navíjení je třeba řešit také sílu, v bodě, kde se příze na cívku navíjí. Tato síla poté, společně s dalšími parametry návíně, ovlivňuje hlavně hustotu navíjené cívky. [3] Obvykle se tento problém řeší pomocí pružinových mechanismů, které zároveň zajišťují dostatečný přítlak pro zaručenou adhezi k hnacímu válečku. Tato síla by měla být, pokud možno konstantního, anebo klesajícího průběhu v závislosti na průměru navíjené cívky, aby nedošlo k rozválcování návíně. Toto zajišťuje zmíněný pružinový mechanismus, který nejdříve přitlačuje navíjenou dutinku k navíjecímu válci, a po navíjení určitého průměru pružina přechází přes „mrtvou“ polohu, po které začíná navíjenou cívku zase nadlehčovat. [6] Pružinový mechanismus však má pouze omezené množství průběhů přítlaku v závislosti na množství možností nastavení.

## 3. Návrh univerzálního navíjecího zařízení

### 3.1 Cíle

Tato bakalářská práce má jako zadání navrhnout univerzální navíjecí zařízení. Toto obnáší splnění několika důležitých faktorů. Tyto faktory byly seřazeny dle důležitosti, a jsou jimi:

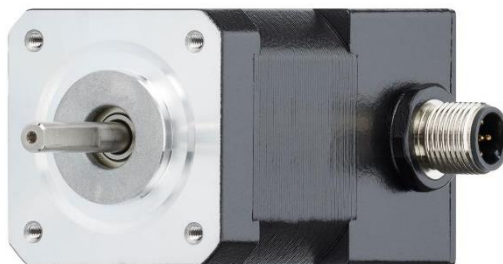
- a) Univerzálnost – zařízení musí být nastavitelné takovým způsobem, aby:
  - bylo schopno jakéhokoliv typu válcového návínů, od paralelního, přes digitální, až po dokonale přesné křížové vinutí.
  - navíjelo cívky středních rozměrů. Dle zadání katedry byly určeny rozměry maximálního průměru  $D_{\max} = 200$  mm a délky cívky  $B = 300$  mm.
  - nebylo potřeba pokud možno žádné změny mechanismu, a pokud už je třeba změn, tak aby řešené změny byly jednoduché a minimální.
  - mechanismus umožnil ovládat i přítlak cívky, pro navíjení požadovaných hustot a tuhostí cívek.
- b) Jednoduchost – Zařízení nesmí být složité na konstrukci, výrobu, montáž a ovládání. Toto obnáší složení z jednoduchých dílů, snadnou obsluhu a ovládání.
- c) Cena – V rámci konstrukčního návrhu musí být voleny takové díly a metody výroby, které budou, pokud možno co nejlevnější.
- d) Velikost a hmotnost – Pokud možno, provést návrh konstrukčních součástí tak, aby celková hmotnost byla co nejlehčí s takovými rozměry, aby bylo možno celé zařízení unést.
- e) Rychlost – U navíjecího zařízení záleží i na rychlosti návínů, ale protože jde o laboratorní zařízení pro různé testování, tak rychlost návínů nenese tak velkou prioritu.

### 3.2 Návrh konstrukčního řešení

Vzhledem k tomu, že hlavním faktorem je řešená univerzálnost, tak není možné toto zařízení zkonstruovat použitím mechanických rozvaděčů, jako například s axiální vačkou, nebo rozváděcím válečkem. Ačkoliv jsou tyto metody buď velmi rychlé, nebo jednoduché na obsluhu, tak jejich hlavním nedostatkem je, že navíjecí parametry jsou zakomponovány ve tvaru a rozměrech součástí. Díky tomu je nutné použití elektrických pohonů na všechny hlavní mechanismy – navíjení, rozvádění a přítlak. Tyto motory je nutné ovládat takovým způsobem, aby spolu spolupracovaly, a zároveň aby byla známá jejich poloha.

#### 3.2.1 Návrh pohonu cívky

Aby soukání mohlo probíhat, je třeba navíjenou cívku otáčet. Pro další konstrukci je třeba zvolit, jakým způsobem a jak to bude prováděno. Pro splnění prvního cíle, univerzálnosti, je třeba použít elektrického motoru s řízením polohy. Pro jednoduchost a cenu je vybrán krokový motor, jako je na obrázku 12. Servo motor sice má lepší polohovou přesnost a maximální rychlost, ale přesnost úhlového kroku běžného krokového motoru je  $1,8^\circ$ , bez použití mikrokroků, a maximální rychlost dosahující 1000 otáček za minutu, je dostačující. [7]



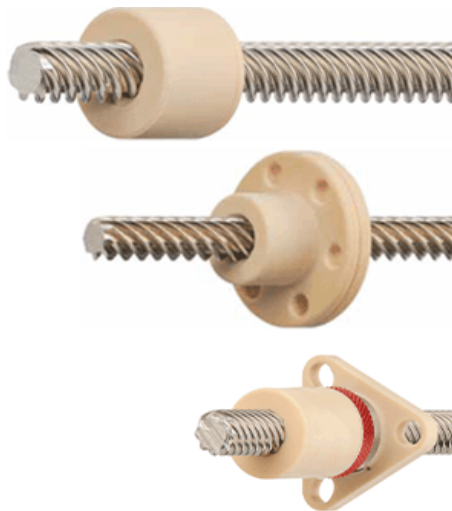
Obrázek 12: Krokový motor [7]

Co se týče volby stylu pohánění cívky, zda osově, či po obvodu, tak je vybrána metoda pohonu osou. Tato volba byla učiněna z důvodu plánovaného použití hlavně na testování různých druhů přesného křížového vinutí, které je náchylnější na vztah mezi pohybem cívky a vodičem. Avšak vzhledem k elektronické povaze zařízení je možné určovat průměr cívky a úhlovou rychlost měnit pro zachování konstantní obvodové rychlosti a navíjení divokého vinutí.

### 3.2.2 Návrh rozvádění příze

Opět, z důvodu nutné univerzality, je třeba rozvádění příze pohánět řízeným pohonem. Na základě požadavku, dle kterého musí být zařízení schopno rozvádět i jemná vlákna a různé šířky návinu, musí být rozváděcí systém opatřen vodícími kladičkami. Z tohoto důvodu není možné použití rozváděcího bubnu a systém s kyvnou vidličkou zase nesplňuje cíl písmeno d, dle kterého má být navíjecí zařízení kompaktní.

Z konvenčních systémů uvedeným omezením nejlépe vyhovuje systém s krokovým motorem a ozubeným řemenem. Zde však je vybrána obdoba ve formě lineárního převodu šroubovým mechanismem z důvodu jednodušší konstrukce. Tento způsob je umožněn díky novým rozváděcím šroubům dryspin® firmy IGUS s extrémně vysokým stoupáním závitu. Tyto šrouby, znázorněné na obrázku 13, mají například při vnějším průměru 10 mm stoupání závitu až 50 mm na otáčku [7], a díky tomu jsou zmenšeny nevýhody tohoto převodu ve formě pomalých rychlostí. Zároveň lze tento šroub použít jako součást vedení vodiče rozváděcího příze a tím je zjednodušena konstrukce navíjecího zařízení.



Obrázek 13: Technologie vodícího šroubu dryspin® firmy IGUS [19]

### 3.2.3 Návrh řešení přitlaku cívky.

Pro zajištění optimálního přitlaku je třeba zvolit a navrhnout i tento systém. Navržený systém musí být z důvodu požadavku přesnějšího nastavení složen z říditelného motoru v kombinaci s pružným členem. Možná řešení konstrukce takového mechanismu mohou být:

- A) Lineární motor, který přitlačuje navíjenou cívku k opěrnému válci přes pružinu.
- B) Krokový, či servo motor, který přes pružné rameno, například z listové pružiny, přitlačuje cívku k opěrnému válci.
- C) Krokový, či servo motor, ovládající tuhé rameno s navíjenou cívku pomocí zkrutné tyče.

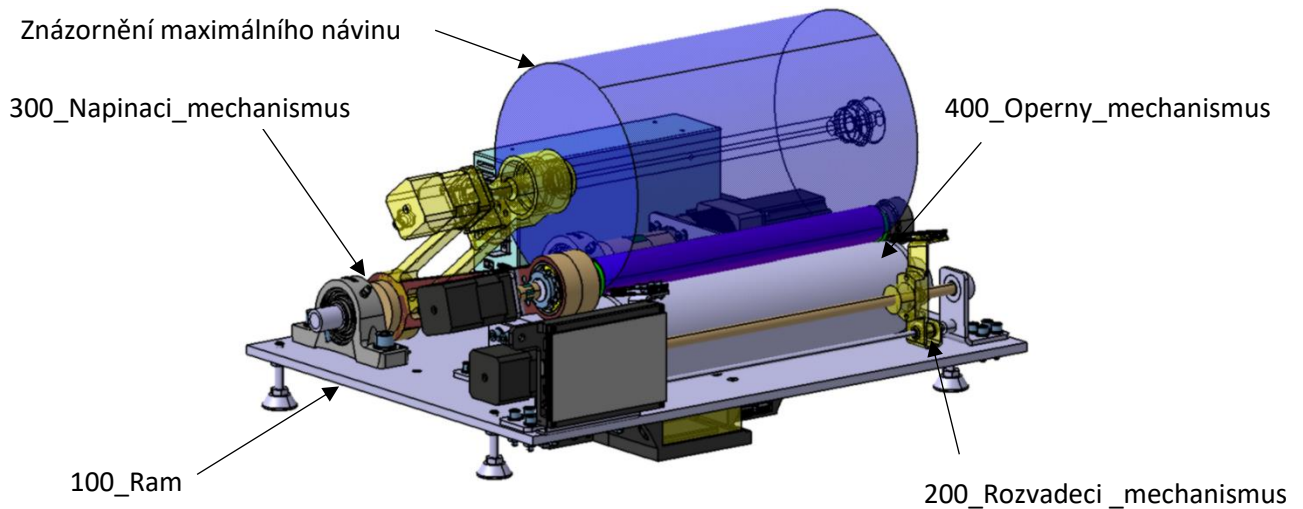
Z konstrukčních důvodů je zvolena metoda C v kombinaci s krokovým motorem. Tento systém ovšem potřebuje zpětnou vazbu ve formě aktuální síly působící na navíjenou cívku. Ta byla poskytnuta uložení opěrného válce v ložiskových domcích s integrovanými tenzometry.

### 3.3 Řešení konstrukce navíjecího zařízení

Při konstrukčním návrhu univerzálního navíjecího zařízení bylo přistoupeno k rozdělení konstrukce do několika podsestav pro lepší názornost a snadnost návrhu. Těmito konstrukčními podsestavami jsou:

- 1) 100\_Ram
- 2) 200\_Rozvadeci\_mechanismus
- 3) 300\_Napinaci\_mechanismus
- 4) 400\_Operny\_mechanismus
- 5) 500\_Elektronika

Tyto podsestavy jsou znázorněny na obrázku 14 a jsou vysvětleny v následujících kapitolách.

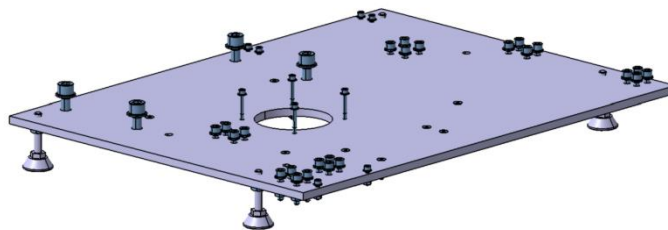


Obrázek 14: Návrh univerzálního navíjecího zařízení

#### 3.3.1 100\_Ram

Vzhledem k tomu, že funkční celky navíjecího zařízení nemusí být ve vzájemném kontaktu, bylo třeba zkonstruovat způsob jejich společného uchycení. K tomuto účelu slouží podsestava 100\_Ram, jejíž hlavní součástí je hliníková deska. Tato deska o rozměrech 400x530 mm byla vypálena metodou laserového vypalování. Tloušťka desky byla zvolena 8 mm z důvodu případné potřeby integrovaného závitu a jako materiál desky byl zvolen hliník pro snížení celkové hmotnosti zařízení. Materiál 42 4413 (AlMg3) byl doporučen firmou provádějící vypalování, jež ho měla již uskladněný.

Zároveň jsou součástí této sestavy stavitelné nožky kruhové s šestihranem firmy KIPP, objednáčím čísla K0675.3008X040. [8] Znázornění sestavy viz obrázek 15.

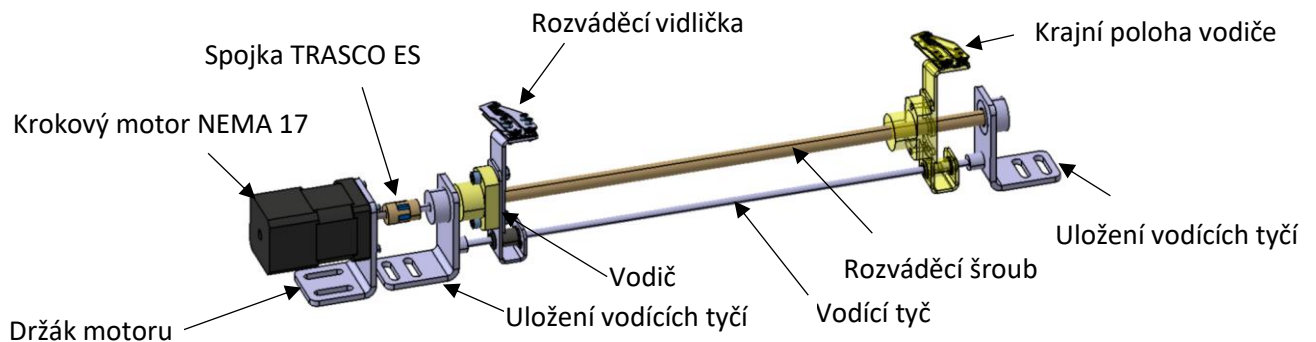


Obrázek 15: 100\_Ram



### 3.3.2 200\_Rozvadeci\_mechanismus

Dle předchozího rozhodnutí se tato sestava konstruovala s účelem využít rozvádění pomocí šroubového mechanismu ovládaného krokovým motorem. Pro účel rozvádění byl zkonstruován vodič s rozváděcí vidličkou, schopný rychlé a jednoduché úpravy pro montáž různých vodičích kladek. Návrh s popiskem viz obrázek 16.



Obrázek 16: Návrh rozváděcího mechanismu

#### 3.3.2.1 Vodič

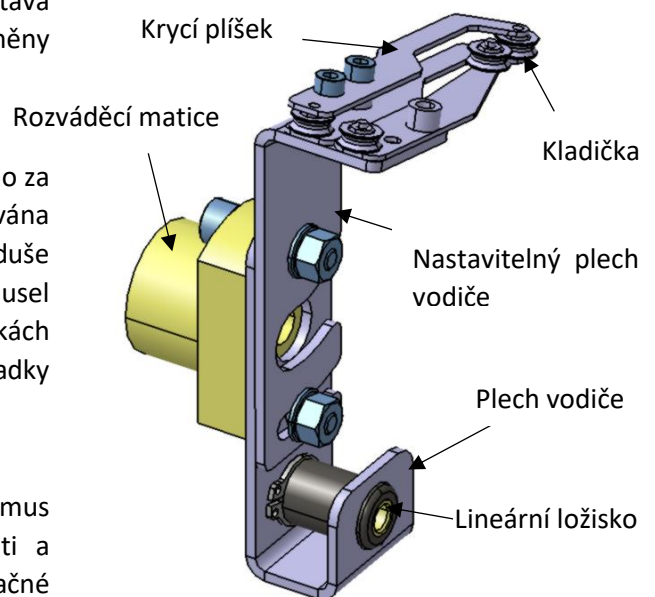
Vodič je pohyblivá součást rozvaděče, která je poháněná rozváděcím šroubem. Skládá se z rozváděcí matice, dvou plechů a lineárního ložiska. Lineární ložisko je vedeno vodičí tyčí a zajišťuje, aby při rotaci šroubu nedocházelo k rotaci celého vodiče. Konstrukce je volena tak, aby bylo možné horní plech natáčet a tím nastavit úhel náklonu vodičí vidličky. Tento úhel lze nastavit o 10° na obě strany od neutrálního uložení. Na obrázku 17 je sestava vodiče s vidličkou s ukázkou demontáže a výměny kladiček.

#### 3.3.2.2 Vodičí vidlička

Pro jednoduchou výměnu kladiček vodičích vláknů za jiný rozměr, či jiný způsob vedení byla zkonstruována soustava vodičích vidliček. Tyto jsou jednoduše rozebiratelné takovým způsobem, aby se nemusel demontovat vodičí šroub. Kladičky jsou ve vidličkách zajištěny čepem a přiklopeny plechem. Vybrané kladky jsou ASCOTEX CBR1V.

#### 3.3.2.3 Volba šroubového převodu a motoru.

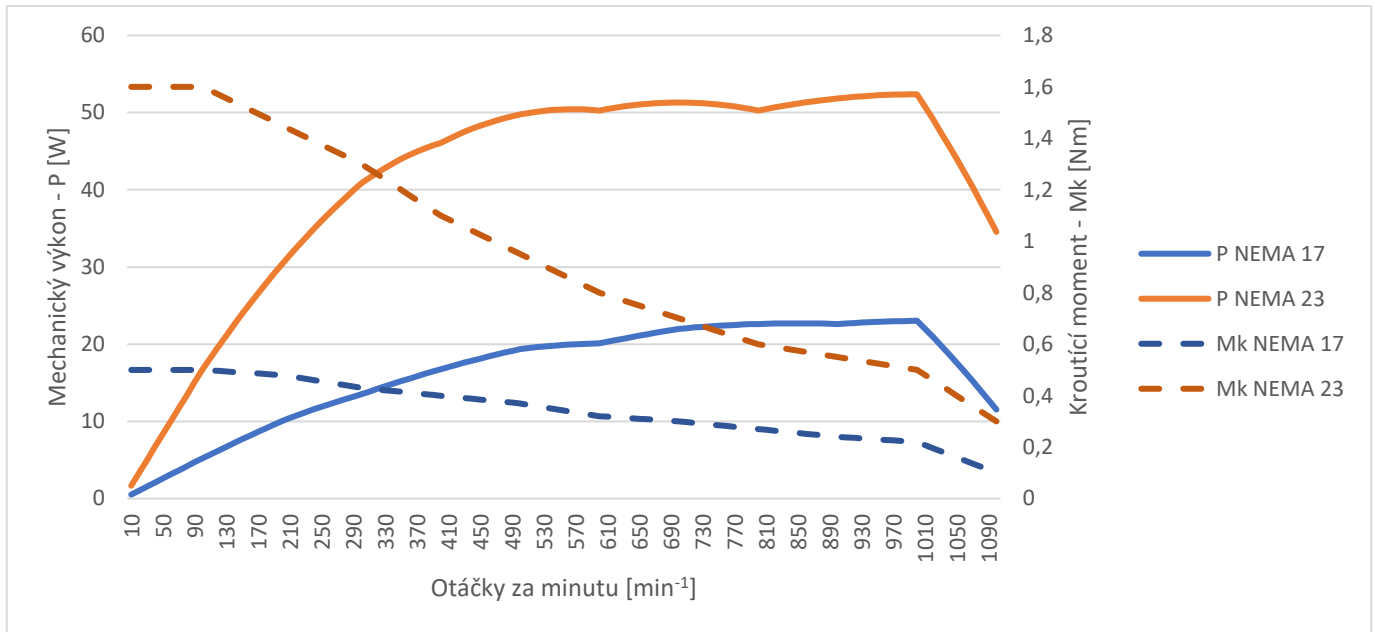
Vzhledem k tomu, že tento šroubový mechanismus bude muset být schopen vyvinout velké rychlosti a zároveň by měl mít co nejmenší rozměry a setrvačné hmoty byl vybrán závit dryspin® DS10x50. Tento závit je nejmenšího průměru prodávané firmou IGUS a stoupání závitu 50 mm na otáčku bude dostačovat pro běžné rychlosti tohoto navíjecího zařízení, na které je konstruováno. Matice dryspin® jsou vyrobeny z materiálu iglidur® J, díky čemuž nepotřebují mazání a v kombinaci s ocelí mají součinitel tření 0,06 až 0,18. [7]



Obrázek 17: Konstrukce vodiče a vodičích vidliček

Motor byl volen krokový bipolární, též firmy, velikosti NEMA 17, číslem výrobku MOT-AN-S-060-005-042-M-A-AAAA. Tento motor dosahuje kroutícího momentu až 0,5 Nm při nízkých otáčkách a maximálního mechanického výkonu 23 W při 1000 otáčkách za minutu. Na grafu 1 je znázorněn průběh výkonu motorů NEMA 17 a NEMA 23 pro porovnání (číslo výrobku

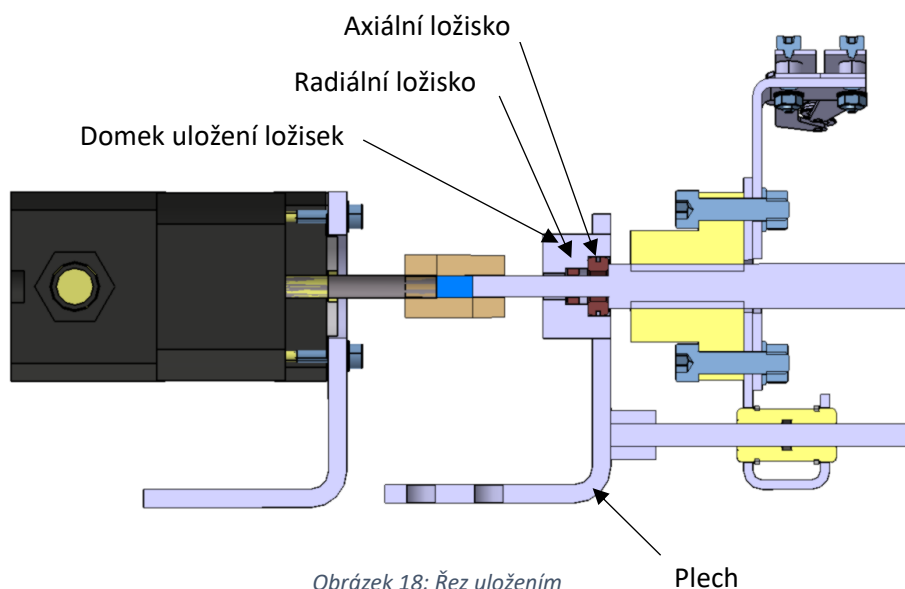
MOT-AN-S-060-020-056-M-A-AAAA). [7] Motor je s vodícím šroubem spojen bezvúlovou spojkou TRASCO ES F5 tvořenou svěrnými pouzdry a pružným členem. [9]



Graf 1: Průběh mechanického výkonu a kroutícího momentu krokových motorů IGUS [7]

### 3.3.2.4 Uložení vodící tyče, vodícího šroubu a motoru

Aby bylo dosaženo správné umístění vodiče k navíjené cívce a zároveň pro zajištění statických a dynamických sil vodiče bylo zkonstruováno těleso uložení vodících tyčí. Tato tělesa jsou dvě a slouží pro uložení jak radiálních ložisek držících koncové čepy rozváděcího šroubu, tak i axiálních ložisek působících proti dynamickým silám vodiče přeneseným do šroubu. Těleso je vyrobeno jako svařenec z vypalovaného plechu tloušťky 4 mm a domku uložení, který byl soustružen. Pro lepší názornost je řez uložení znázorněn na obrázku 18.



Obrázek 18: Řez uložení

Motor je přichycen k základní desce pomocí plechového držáku.



### 3.3.2.5 Volba materiálu a metody výroby

Všechny ocelové součásti, krom uložení ložisek, jenž bylo soustruženo a je použito v této sestavě, jsou vyrobeny z plechu oceli 11 373. Tento plech je nejdříve rozřezán metodou laserového vypalování a následně ohnut pomocí ohráňovacího lisu. Poté se nechal černit pro vytvoření antikorozi ochrany.

### 3.3.2.6 Ověření sil, maximálního zrychlení a maximální rychlosti jezdce

V této kapitole je ověřeno maximální zrychlení vodiče. To je ovlivněno hlavně kroutícím momentem krokového motoru, setrvačnými hmotami, rozměry šroubového mechanismu, součinitelem tření a hmotností vodiče.

Vybraný závit IGUS DRYLIN ds10x50 ocelového šroubu s maticí má dle katalogu následující parametry:

- Vnější průměr závitu  $d_1 = 10 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr závitu  $d_3 = 7,4 \text{ mm}$
- Rozteč závitu  $P = 50 \text{ mm}$
- Délka závitu  $l = 369 \text{ mm}$
- Hustota oceli šroubu  $\rho_{\text{ocel}} = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Součinitel tření  $f = (0,06 - 0,18) [7]$

Protože v katalogu nebyl vypsán střední průměr závitu, tento rozměr bude předpokládán jako aritmetický průměr vnějšího a vnitřního průměru, znázorněno ve vztahu 2. Jeho znalost je nutná pro výpočet síly.

$$d_2 = \frac{d_1 + d_3}{2} = \frac{10 + 7,4}{2} = 8,7 \text{ mm}$$

*Rovnice 2: Střední průměr závitu*

Dále je důležité zjistit účinnost vybraného závitu. Ta se spočítá dle rovnice 5. Rovnice obsahuje třecí úhel odvozený ze součinitele tření viz rovnice 4, a úhel stoupání šroubovice, který byl spočítán dle rovnice 3.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{50}{\pi \cdot 8,7}\right) = 1,07 \text{ rad}$$

*Rovnice 3: Úhel stoupání závitu*

$$\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,18) = 0,178 \text{ rad}$$

*Rovnice 4: Třecí úhel*

$$\eta = \frac{\text{tg}(\alpha)}{\text{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\text{tg}(1,07)}{\text{tg}(1,07 + 0,178)} = 0,61 \rightarrow 61\%$$

*Rovnice 5: Účinnost závitu [10]*

K dalšímu výpočtu je třeba zjistit všechny setrvačné hmoty, které se pohybují v systému. Těmito setrvačnými hmotami jsou: moment setrvačnosti motoru, moment setrvačnosti šroubu, který zde pro zjednodušení bude počítán jako válec, a hmotnost vodiče s vidličkou. Moment setrvačnosti motoru byl nalezen v katalogu. Hmotnost šroubu byla spočítána dle hustoty a objemu válce, jímž byl nahrazen – viz rovnice 6 –, a následně pomocí rovnice 7 byl spočítán i jeho moment setrvačnosti. Vzhledem k tomu, že momenty setrvačnosti mají společnou osu rotace je možné je sečíst. Hmotnost vodiče s vidličkami byla získána z CAD modelu.

- Moment setrvačnosti motoru  $J_{\text{mot}} = 0,01 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 [7]$

- Hmotnost šroubu  $m_{\text{šroub}} = \rho * V = \rho * \frac{\pi * d_1^2}{4} * l = 7800 * \frac{\pi * 0,010^2}{4} * 0,369 = 0,226 \text{ kg}$

Rovnice 6: Výpočet hmotnosti šroubu

- Moment setrvačnosti šroubu  $J_{\text{šroub}} = \frac{m * R^2}{2} = \frac{m * d_1^2}{8} = 2,826 * 10^{-6} \text{ kg} * \text{m}^2$

Rovnice 7: Moment setrvačnosti válce [11]

- Celkový moment setrvačnosti  $J = J_{\text{mot}} + J_{\text{šroub}} = 3,826 * 10^{-6} \text{ kg} * \text{m}^2$
- Hmotnost vodiče s vidličkami:  $m_{\text{vodič}} = 0,128 \text{ kg}$

Nyní, když jsou známy všechny potřebné parametry pohybové soustavy, je možné spočítat vztah mezi kroutícím momentem a maximálním zrychlením. Aby mohlo maximální zrychlení nastat, je využít veškerý dostupný kroutící moment motoru  $M_{k17}$ . Tento bude spotřebován dvěma hlavními složkami, a to dynamickým momentem rotujících součástí  $M_{\text{rot}}$  a ekvivalentním kroutícím momentem setrvačné síly vodiče  $M_{\text{pos}}$ , z toho nám vyplývá vztah 8:

$$M_{k17} = M_{\text{rot}} + M_{\text{pos}}$$

Rovnice 8: Předpoklad využití kroutícího momentu pro maximální zrychlení

Moment rotujících součástí je vypočten dle vzorce 9:

$$M_{\text{rot}} = J * \varepsilon$$

Rovnice 9: Rotační zrychlení

kde  $J$  je moment setrvačnosti rotujících součástí v  $\text{kg} * \text{m}^2$  a  $\varepsilon$  je úhlové zrychlení v  $\text{rad} * \text{s}^{-2}$

Úhlové zrychlení je však závislé na posuvném zrychlení. Tato závislost se dá odvodit z obrázku 19, na kterém jsou znázorněny jednotlivé složky rychlosti šroubovice. Z tohoto obrázku lze odvodit rovnice 10, že:

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{v_{\text{pos}}}{v_{\text{rot}}}$$

Rovnice 10: Rychlostní poměr šroubového převodu

Zároveň lze využít rovnice 11 vztahu mezi úhlovou rychlostí, poloměru a rychlosti na kružnici:

$$v_{\text{rot}} = r_2 * \omega$$

Rovnice 11: Obvodová rychlost

Dosazením rovnice 10 do 11 po úpravě vyjde vzorec:

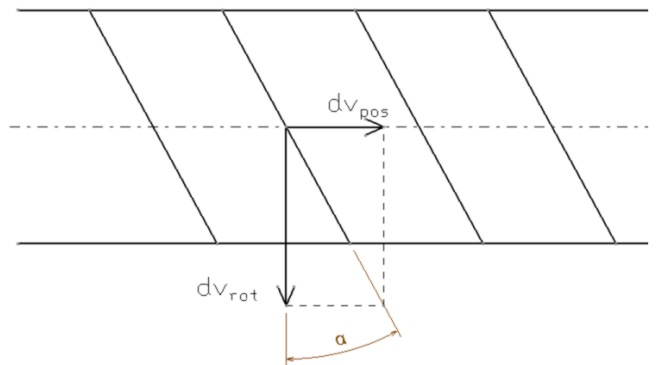
$$v_{\text{pos}} = r_2 * \omega * \text{tg}(\alpha)$$

Rovnice 12: Vztah posuvné a úhlové rychlosti

Derivováním rovnice 12 podle času dostaneme vztah 13 mezi posuvným a úhlovým zrychlením:

$$\frac{dv_{\text{pos}}}{dt} = r_2 * \text{tg}(\alpha) * \frac{d\omega}{dt} \rightarrow a_{\text{pos}} = \frac{d_2}{2} * \text{tg}(\alpha) * \varepsilon$$

Rovnice 13: Vztah mezi posuvným a úhlovým zrychlením



Obrázek 19: Rychlostní poměry šroubovice

Převedením je vyjádřeno úhlové zrychlení dle rovnice 14, jako:

$$\varepsilon = \frac{2a_{pos}}{d_2 * \operatorname{tg}(\alpha)}$$

*Rovnice 14: Vyjádření úhlového zrychlení*

Následně je třeba spočítat  $M_{pos}$ . Tento bude odpovídat setrvačné síle zrychlujícího/zpomalujícího vodiče. Tuto sílu lze spočítat dle Newtonova druhého zákona, viz vztah 15, jako:

$$F_{pos} = m_{vodič} * a_{pos}$$

*Rovnice 15: Výpočet setrvačné síly*

Posuvná síla šroubového převodu je vypočtena dle vzorce 16.

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{F_{teč}}{F_{pos}}$$

*Rovnice 16: Silové poměry šroubu*

Kde  $F_{tečteor}$  je teoretická tečná síla vyvinutá kroutícím momentem. Při převodu je ovšem třeba počítat i s účinností závitu  $\eta$  dle rovnice 17.

$$F_{teč} = F_{tečteor} * \eta$$

*Rovnice 17: Vztah mezi skutečnou a teoretickou silou šroubového převodu*

Zároveň lze použít i rovnici 18 převodu kroutícího momentu  $M_{pos}$  na na tečnou sílu. Výsledný vztah převodu pak činí:

$$M_{pos} = F_{tečteor} * \frac{d_2}{2}$$

*Rovnice 18: Síla v šroubu vyvolaná momentem*

Kombinací rovnic 15, 16, 17, 18 a úpravou získáme rovnici 19 vyjadřující moment posuvné složky:

$$M_{pos} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha) * m_{vodič} * a_{pos}}{\eta} * \frac{d_2}{2}$$

*Rovnice 19: Rovnice momentu posuvné složky*

Dosazením rovnic 9 a 19 do 8 tedy získáme vzorec 20:

$$M_{k17} = M_{rot} + M_{pos} = J * \varepsilon + \frac{\operatorname{tg}(\alpha) * m_{vodič} * a_{pos}}{\eta} * \frac{d_2}{2}$$

*Rovnice 20: Dosazení do rovnice 8*

Dosazením rovnice 14 do rovnice 20 získáme vztah pouze s jednou složkou zrychlení – posuvné zrychlení  $a$ . Pokud dosadíme jako moment  $M_{k17}$  maximální moment motoru a ostatní tíhové hodnoty, které jsou konstanty, získáme rovnici 21 pro výpočet maximálního zrychlení  $a_{max}$  jako:

$$a_{max} = \frac{M_{k17}}{\frac{2 * J}{d_2 * \text{tg}(\alpha)} + \frac{m_{vodič} * d_2 * \text{tg}(\alpha)}{2 * \eta}} = \frac{0,5}{\frac{2 * 3,826 * 10^{-6}}{0,0087 * \text{tg}(1,07)} + \frac{0,128 * 0,0087 * \text{tg}(1,07)}{2 * 0,61}}$$

$$= 232,7 \text{ m} * \text{s}^{-2}$$

Rovnice 21: Rovnice maximálního zrychlení vodiče

Z tohoto zrychlení lze zpětným dosazením do rovnice 15 zjistit velikost axiální síly dle rovnice 22:

$$F_{posmax} = m_{vodič} * a_{max} = 0,128 * 232,7 = 29,8 \text{ N}$$

Rovnice 22: Výpočet maximální posuvné síly

Maximální rychlost vodiče se bude odvíjet od maximálních otáček motoru, které činí  $n_{max17}=1000$  ot/min. Použitím rovnice 23 lze spočítat úhlovou rychlost:

$$\omega_{max17} = 2\pi \frac{n_{max17}}{60} = 2 * \pi * \frac{1000}{60} = 104,7 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$$

Rovnice 23: Maximální úhlová rychlost motoru

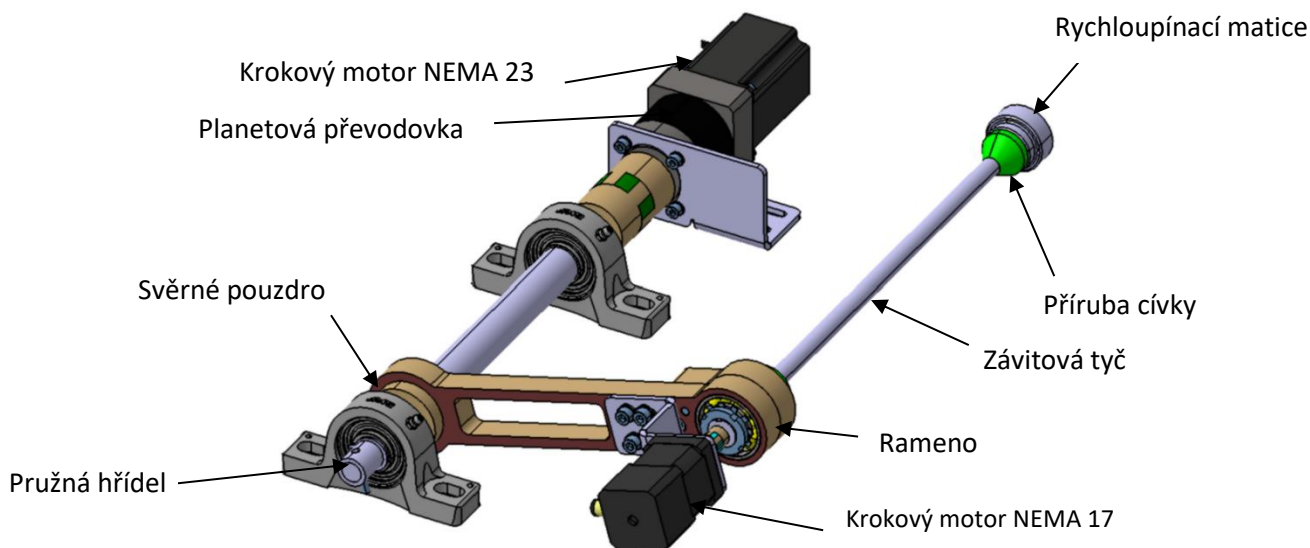
Ze stoupání závitu lze odvodit vztah 24 mezi maximální rychlostí a otáčkami:

$$v_{posmax} = n * P = \frac{1000}{60} * 50 = 833,3 \text{ mm} * \text{s}^{-1}$$

Rovnice 24: Maximální rychlost vodiče

### 3.3.3 300\_Napinaci\_mechanismus

Sestava 300\_Napinaci\_mechanismus ve skutečnosti plní dvě funkce. Jednak funkci přítlaku navíjené cívky k opěrnému válci, ale zároveň u toho slouží jako uložení motoru pohánějícího navíjenou cívku. Zároveň je zde řešeno jištění cívky proti posuvu a její pohon. Toho je docíleno sevřením cívky mezi plastové příruby přítlačené rychloupínací maticí. Příruby jsou pomocí silového spoje spojeny s hřídelí, který je spojen s krokovým motorem NEMA 17. Ten zajišťuje rotaci návinu. Sestava je znázorněna na obrázku 20.

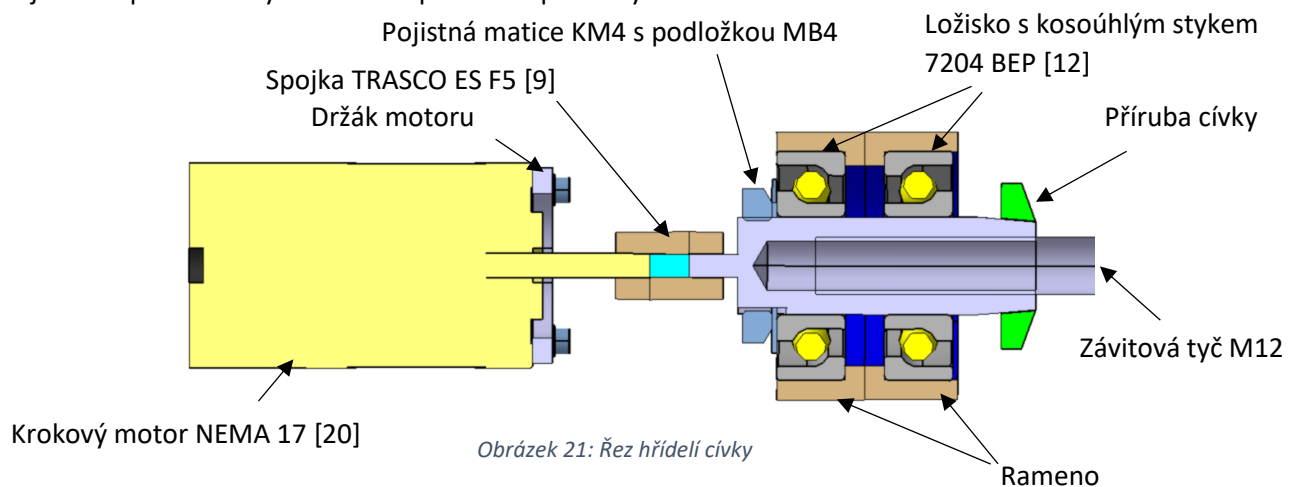


Obrázek 20: Sestava 300\_Napinaci\_mechanismus

### 3.3.3.1 Pohon rotace navíjené cívky

Vzhledem k tomu, že cívka by při návinu neměla být zatížena skoro žádnými brzdnými kroutícími momenty, až na setrvačnost a tření, byl zvolen motor menší z dostupných krokových motorů, stejný jako pro pohon šroubového mechanismu. Hřídel cívky je spojena s krokovým motorem pomocí bezvůlové spojky TRASCO ES velikosti F5. [9]

Hřídel cívky tu slouží k podpoře cívky přes uložení v rameni, zajištění cívky v axiálním směru a k přenosu kroutícího momentu na navíjenou dutinku. Hřídel je uložena pomocí ložisek s kosouhlým stykem. Axiální zajištění je provedeno pomocí osazení této hřídele na jedné straně a pomocí matice KM 4 a podložky MB 4 na straně protější. Přenos kroutícího momentu na navíjenou dutinku je proveden pomocí plastové příruby, silovým spojem s kuželovou plochou, jak mezi přírubou a hřídelí, tak i mezi přírubou a navíjenou dutinkou. Zároveň je v této hřídeli i závitová díra, ve které je uložena závitová tyč M12. Tato tyč funguje jako nosný prvek protější příruby svírající cívku a rýhované matice s rychloupínací funkcí. Řez touto hřídelí je vidět na obrázku 21. Použité příruby cívky jsou vyměnitelné a je třeba použít různých rozměrů pro různé průměry dutinek.



### 3.3.3.2 Konstrukce ramene

Rameno je součást, která slouží k zvedání cívky, motoru a dalších doprovodných součástí. Rameno se skládá ze dvou částí, kde je v každé uloženo jedno ložisko a společně jsou spojené kolíky a šroubem. Obě části jsou vypáleny z plechu tloušťky 20 mm a následně obrobeny. Takto tlustý plech byl zvolen pro zajištění co největší tuhosti v krutu, aby nedocházelo k propadu cívky na protější straně. Zároveň je k rameni přišroubován držák motoru cívky. Sestava ramen, cívky, motoru, hřídele a přírub je následně spojena s hřídelí ramene pomocí svěrného upínacího pouzdra BK13-22x47 dodaného firmou HABERKORN. [9]

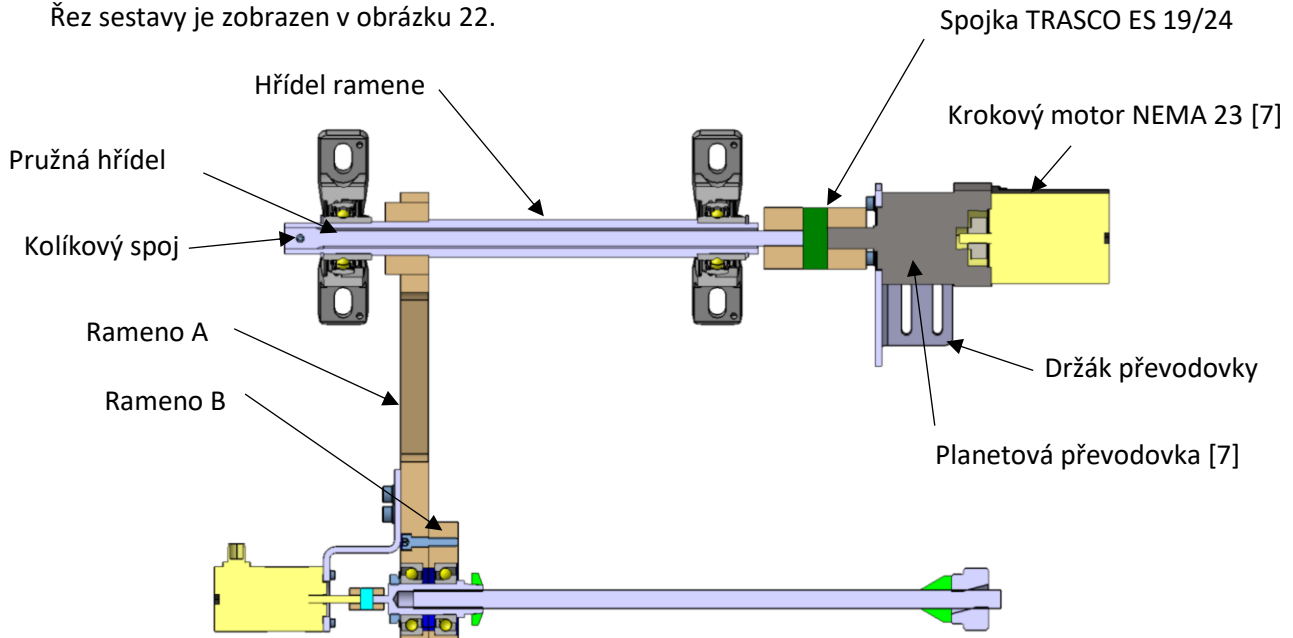
### 3.3.3.3 Pružné polohování ramene

Vzhledem k tomu, že je třeba aby se cívka polohovala vůči opěrnému válci pružně tak, aby byla zajištěna optimální síla přitlaku, bylo rozhodnuto o konstrukci opěrného hřídele ramene, který je tuhý na ohyb, ale zároveň torzně pružný. Toho bylo dosaženo použitím hřídele ramene velkého průměru a tím i dostatečné tuhosti. Pružnost je zajištěna pružnou hřídelí, jejíž rozměry byly zvoleny tak, aby došlo k optimální torzi a tím i správné přitlačné síle. Tato hřídel je s hřídelí ramene spojena pomocí kolíkového spoje.

Celý mechanismus ramen, cívky a motorů je poté polohován pomocí krokového motoru NEMA 23 v kombinaci s planetovou převodovkou. Tato kombinace má v nízkých otáčkách kroutící moment až 30 Nm. Tento moment je dostatečný pro překonání tíhy maximálního rozměru cívky a nosného mechanismu. Planetová převodovka má převodový poměr do pomalu  $i=15$ . Obě součásti jsou dodávány firmou IGUS. Označení motoru dle výrobce je MOT-AN-S-060-020-056-M-A-AAAA a označení

převodovky GEA-60-15-60-ST-063. [7] Planetová převodovka je následně spojena s pružnou hřídelí spojkou TRASCO ES rozměrové řady 19/24. [9]

Uchycení sestavy 300\_Napinaci mechanismus k základní desce je provedeno pomocí dvou ložiskových jednotek SYK-20-TR od výrobce SKF. [12] Tyto jednotky jsou vyrobeny z kompozitu a tím je dosaženo dalšího snížení hmotnosti. Motor s převodovkou je uchycen pomocí plechového rámečku. Řez sestavy je zobrazen v obrázku 22.



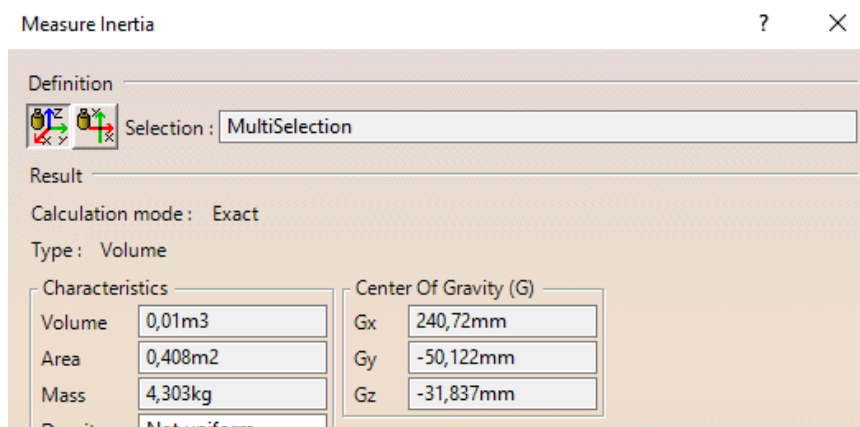
Obrázek 22: Řez sestavou 300\_Napinaci\_mechanismus

#### 3.3.3.4 Výpočty a kontroly v sestavě 300\_Napinaci\_mechanismus

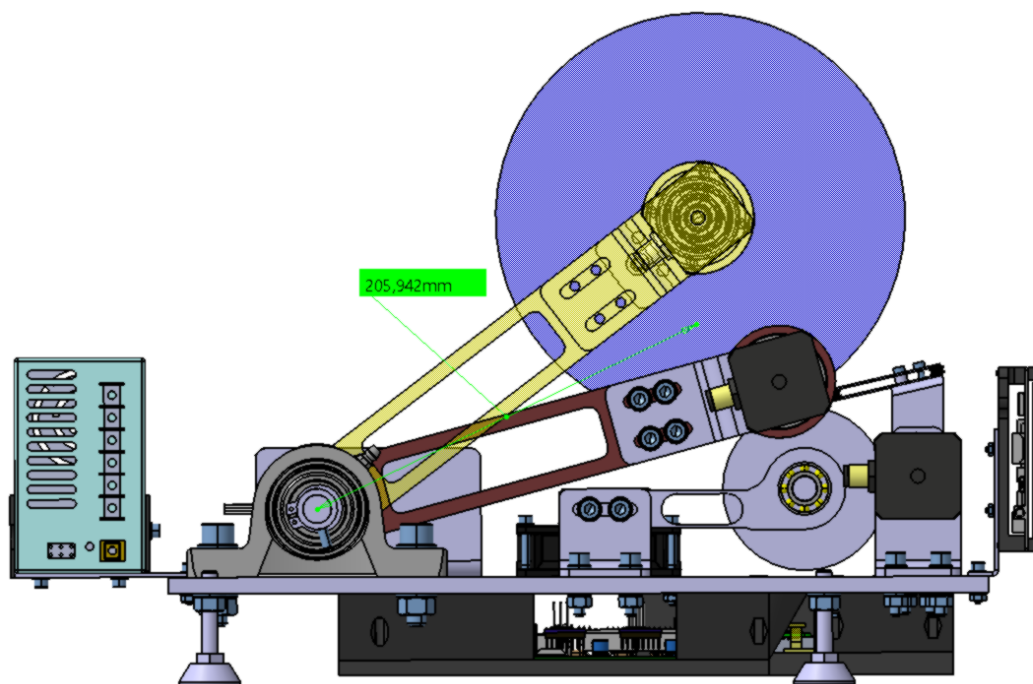
Pro zajištění správné funkce této sestavy je třeba zvolit správné rozměry. Pro tento účel je provedeno několik výpočtů a kontrol pomocí metody konečných prvků.

##### 3.3.3.4.1 Určení kroutícího momentu působícího na pružnou hřídel

Pružná hřídel, která je zde použita, musí být schopna unést celou sestavu včetně hmotnosti největší navíjené cívky. Vzhledem k tomu, že rameno je uchyceno pomocí nosného hřídele a ložisek, pružná hřídel je zatížena pouze na kroutící moment. Tento kroutící moment je dán hmotností zdviháných součástí a vzdáleností těžiště těchto součástí od osy rotace. Tyto hodnoty se dají vyčíst z 3D modelu a jsou zobrazeny na obrázku 23 a 24



Obrázek 23: Hmotnost zvedané soustavy



Obrázek 24: Vzdálenost těžiště zvedané sestavy od osy pružné hřídele

Za předpokladu zvedání této soustavy v nejhorší poloze, kdy je rameno vodorovně, bude kroutící moment dán tíhou sestavy působící na rameni o vzdálenosti těžiště. Tento moment spočítáme dle rovnice 25.

$$M_{sest} = x_{sest} * m_{sest} * g$$

Rovnice 25: Výpočet kroutícího momentu sestavy způsobený tíhou

Veličiny použité v této rovnici:

- |   |   |
|---|---|
| - Kroutící moment způsobený tíhou sestavy:  | $M_{hm}$                                      |
| - Vzdálenost těžiště sestavy od osy rotace: | $x_{sest} = 206 \text{ mm} = 0,206 \text{ m}$ |
| - Hmotnost sestavy                          | $m_{sest} = 4,706 \text{ kg}$                 |
| - Tíhové zrychlení                          | $g = 9,81 \text{ m*s}^{-2}$                   |

$$M_{sest} = 0,206 * 4,706 * 9,81 = \mathbf{8,7 \text{ Nm}}$$

Rovnice 26: Dosazení do vzorce 25

#### 3.3.3.4.2 Určení průměru pružného hřídele

Protože potřebujeme, aby tento hřídel byl co nejvíce pružný v krutu, je třeba co nejvíce snížit jeho modul průřezu v krutu pro kruhový průřez,  $W_k$ . Ten se vypočítá dle rovnice 27. [11] Z pohledu na tuto rovnici je jasné, že tento závisí pouze na průměru. Proto chceme průměr co nejvíce zmenšit, ale pouze tak, aby nedošlo k poškození tohoto hřídele. Proto musí být zároveň splněn vztah 28. Předpokládaný materiál a zatížení – konstrukční ocel 11 700 zatížena na střídavý krut. Dovolené napětí pro mez únavy ve střídavém krutu je dle tabulek s bezpečností 2 rovno 60 MPa, tedy mez únavy bez bezpečnosti je rovna  $\tau_{ck} = 120 \text{ MPa}$ .

Použité hodnoty pro výpočet:

- Minimální průměr pružného hřídele  $d_{teor} = ? \text{ mm}$
- Modul průřezu v krutu  $W_k [\text{mm}^3]$
- Napětí materiálu v krutu  $\tau_k [\text{MPa}]$
- Mez únavy v krutu (viz text)  $\tau_{ck} = 120 \text{ MPa} [11]$
- Součinitel bezpečnosti  $k = 2,6$
- Dovolené napětí v krutu  $\tau_{dk} = 46,15 \text{ MPa}$

$$W_k = \frac{\pi * d_{teor}^3}{16}$$

Rovnice 27: Modul průřezu v krutu pro kruhový průřez [11]

$$\tau_k = \frac{M_{sest}}{W_k} \leq \tau_{dk}$$

Rovnice 28: Pevnostní podmínka namáhání pro krut [13]

Kombinací těchto vztahů 27 a 28 můžeme získat rovnici 29, dle které se vypočítá výsledný průměr hřídele.

$$d_{teor} = \sqrt[3]{\frac{M_{sest} * 16}{\pi * \tau_{dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8,7 * 16}{\pi * 46\,150\,000}} = 0,00986 \text{ m} = \mathbf{9,86 \text{ mm}}$$

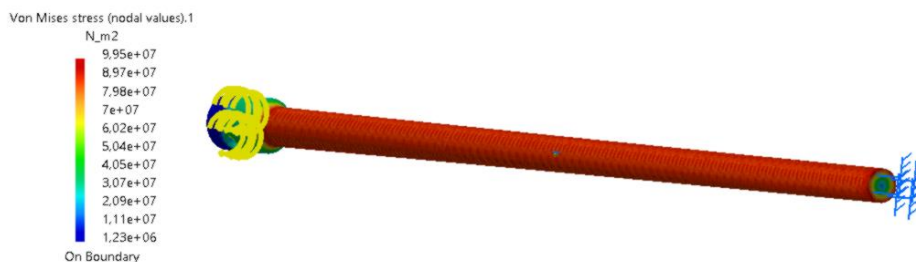
Rovnice 29: Výpočet průměru pružného hřídele

Tento průměr je však nepraktický na výrobu, proto je zvolen nový průměr, větší než průměr vypočítaný, jako  $d_{ph}=10 \text{ mm}$ . Tento průměr je tak namáhán napětím  $\tau_k$ , viz rovnice 30.

$$\tau_k = \frac{11,3 * 16}{\pi * 0,01^3} = 57\,550\,427 \text{ Pa} = \mathbf{57,6 \text{ MPa}}$$

Rovnice 30: Výpočet napětí v krutu

Lze provést kontrolu pomocí metody konečných prvků, dle které, viz obrázek 25, bylo zjištěno von Mises napětí  $\sigma_{MKP}=99,5 \text{ MPa}$ .



Obrázek 25: Kontrola pružného hřídele pomocí MKP

Vypočtené napětí v krutu lze převést na redukované napětí, pomocí hypotézy HMH, která je ve zkrácené formě vyjádřena pomocí rovnice 31.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Rovnice 31: Zjednodušená hypotéza HMH [13]:



Protože  $\sigma$  znázorňuje normálová napětí, kterými hřídel není zatížena, je tento člen nulový a redukované napětí je rovno dle vztahu 32:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 * 57,6^2} = \mathbf{99,68 MPa} \approx \sigma_{MKP} = 99,5 MPa$$

Rovnice 32: Dosazení hodnot do rovnice 31 a porovnání s výsledkem simulace MKP

#### 3.3.3.4.3 Výpočet maximální torze pružného hřídele

Vzhledem k tomu, že jsou známy parametry materiálu a zatížení, je možné vypočítat i posunutí navíjené cívky při maximálním zatížení. Toto lze spočítat pomocí rovnice zkrutu hřídele, dle 33 (**tab 42**).

$$\varphi = \frac{M_{sest} * l_{ph}}{G * J_p}$$

Rovnice 33: Zkrut hřídele kruhového průřezu [11]

Tento zkrut na délce ramene, respektive vzdálenosti os naklápění a rotace cívky, způsobí posuv  $w$ . Tento posuv lze při zanedbání rozdílu považovat jako délku kruhového oblouku, jenž lze vypočítat dle vztahu 34. (**tab 7**)

$$w \cong \varphi_{ph} * r$$

Rovnice 34: Délka kruhového oblouku [11]

Použité neznámé veličiny v těchto rovnicích jsou:

- |                            |                            |
|----------------------------|----------------------------|
| - Délka pružného hřídele   | $l_{ph} = 300 \text{ mm}$  |
| - Modul pružnosti ve smyku | $G = 8 * 10^4 \text{ MPa}$ |
| - Polární moment průřezu   | $J_p [\text{mm}^4]$        |
| - Zkrut hřídele            | $\varphi [\text{rad}]$     |
| - Vzdálenost os            | $r = 234 \text{ mm}$       |

Polární moment průřezu se dle rovnice 35 rovná:

$$J_p = \frac{\pi * d_{ph}^4}{32}$$

Rovnice 35: Polární moment kruhového průřezu [11]

Posunutí hřídele z důsledku zkrutu pružného hřídele bude tedy vypočteno dle rovnice 36 jako:

$$w \cong \varphi_{ph} * r = \frac{M_{sest} * l_{ph}}{G * J_p} * r = \frac{M_{sest} * l_{ph}}{G * \frac{\pi * d_{ph}^4}{32}} * r = \frac{8,7 * 0,3}{8 * 10^{10} * \frac{\pi * 0,01^4}{32}} * 0,234 = 0,0077 \text{ m}$$

$$= \mathbf{7,76 \text{ mm}}$$

Rovnice 36: Výpočet maximálního posuvu cívky

#### 3.3.3.4.4 Výpočet síly při posuvu kroutícího motoru o jeden krok

Vzhledem k potřebné regulaci zatížení je třeba zjistit, jak velkou sílu vyvine pružná hřídel na rameno při zkroucení hřídele o jeden krok krokového motoru.

Tuto sílu lze spočítat z kroutícího momentu, působícího na rameni  $r$ , způsobeného pružným hřídelem při nuceném zkrutu  $\varphi_{krok}$  rovnému jednomu kroku motoru. Tento krok je zároveň redukován

použitou planetovou převodovkou. Z katalogu výrobce je znám úhel kroku motoru  $\varphi_{motor} = 1,8^\circ$  a převodové číslo převodovky  $i=15$ . Nucený zkrut se tedy vypočítá dle rovnice 37.

$$\varphi_{krok} = \frac{\varphi_{motor}}{i} = \frac{1,8}{15} = 0,12^\circ = 2,094 * 10^{-3} rad$$

Rovnice 37: Nucený zkrut krokovým motorem

Tento zkrut se projeví posunutím hřídele dle rovnice 38 o posuv  $w_{krok}$

$$w_{krok} = \varphi_{krok} * r = 2,094 * 10^{-3} * 234 = 0,49 \text{ mm}$$

Rovnice 38: Posunutí při natočení o jeden krok

Mechanický moment je definovaný jako síla působící na rameno. Rameno je dáno jako vzdálenost os, krouticí moment je vypočítán ze zkrutu, proto lze vypočítat sílu působící na rameni dle rovnice 39.

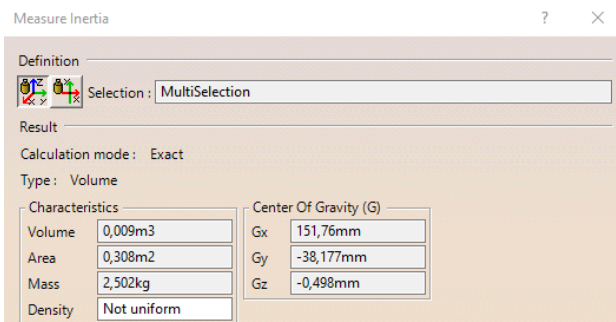
$$F_{krok} = \frac{M_{krok}}{r} = \frac{\varphi_{krok} * G * J_p}{l * r} = \frac{2,094 * 10^{-3} * 8 * 10^{10} * \frac{\pi * 0,01^4}{32}}{0,3 * 0,234} = 2,34 \text{ N}$$

Rovnice 39: Výpočet síly jednoho kroku

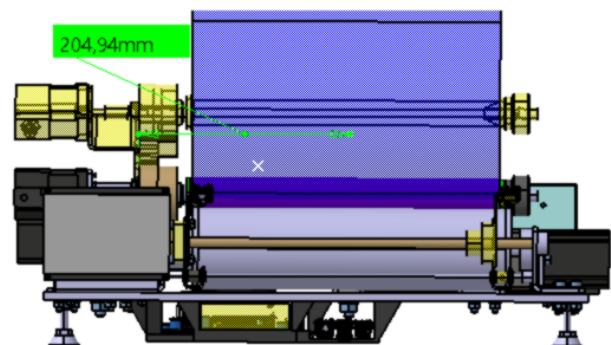
Ačkoliv byla tato síla vypočtena jako síla minimální, při využití technologie mikrokrokování krokového motoru lze velikost kroku zmenšit. Vzhledem tomu, že je ve výpočtu síly úhel kroku v první mocnině, tak bude pokles síly při poklesu kroku lineární, například při polovičním kroku bude minimální síla také poloviční.

#### 3.3.3.4.5 Kontrola trvanlivosti ložisek hřídele cívky.

Pro kontrolu trvanlivosti ložisek je nejdříve potřeba zjistit jejich zatížení. Toto je způsobeno tíhou součástí, které rameno drží, například cívkou a hřídelí. Tyto součásti mají však společné těžiště mimo bod podepření, proto je třeba spočítat reakční síly. Ty se nacházejí v ložiscích. Tíhová síla a vzdálenost těžiště se dají vyčíst z 3D modelu, viz obrázek 26 a 27.



Obrázek 26: Hmotnost rotujících součástí



Obrázek 27: Těžiště rotujících součástí

Z obrázku je vidět, že vzdálenost těžiště od vnější hrany ložiska  $c = 204,6 \text{ mm}$  a hmotnost zvedané sestavy je rovna  $m_{rot}=2,5 \text{ kg}$ . Motor v této hmotnosti započítán není, protože ten má vlastní držák. Z tohoto můžeme zjistit velikost reakčních sil v ložiscích výpočtem vnějších statických účinků. Z těchto nám při splnění rovnic statické rovnováhy (viz rovnice 40 a 41) reakční síly vyplynou.

$$\sum \vec{F} = 0$$

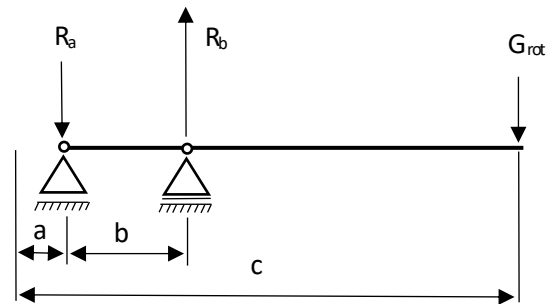
Rovnice 40: Rovnice statické rovnováhy – rovnováha sil

$$\sum \vec{M} = 0$$

Rovnice 41: Rovnice statické rovnováhy – rovnováha momentů

Z obrázku 28 a můžeme odvodit rovnice statické rovnováhy. V tomto obrázku jsou známy rozměry  $a$ ,  $b$ ,  $c$  a síla působící na rameni  $G_{rot}$ , která je tíhová síla způsobená  $m_{rot}$ . Hodnoty těchto veličin jsou:

- $a = 7 \text{ mm}$
- $b = 22 \text{ mm}$
- $c = 204,6 \text{ mm}$  – viz obr. **XX**.
- $m_{rot} = 2,5 \text{ kg}$
- $g = 9,81 \text{ m*s}^{-2}$
- $G_{rot} = m_{rot} * g = 2,5 * 9,81 = 24,5 \text{ N}$



Obrázek 28: Vnější statické účinky

Z rovnice 40 lze odvodit rovnice rovnováhy sil v jednotlivých složkách. Protože však působí pouze síly ve svislém směru, budeme počítat že:

$$\sum F_y = 0$$

Rovnice 42: Rovnice statické rovnováhy ve svislém směru

Z toho nám vyplývá vztah 43:

$$R_b - R_a - G_{rot} = 0$$

Rovnice 43: Rovnováha jednotlivých složek

Obdobně to je i s momentem ve vztahu 44. Jako bod výpočtu momentu je zvolen bod A:

$$R_b * b - G_{rot} * (c - a) = 0$$

Rovnice 44: Vztah momentové rovnováhy

Do těchto rovnic lze dosadit hodnoty a zjistit reakční síly v ložiskách A a B dle vztahů 45 a 46.

$$\rightarrow R_b = \frac{G_{rot} * (c - a)}{b} = \frac{24,5 * (204,6 - 7)}{22} = 220,72 \text{ N}$$

Rovnice 45: Výpočet reakční síly v ložisku B

$$\rightarrow R_a = R_b - G_{rot} = 221 - 24,5 = 196,15 \text{ N}$$

Rovnice 46: Výpočet reakční síly v ložisku A

Pro uložení hřídele je vybráno radiální ložisko s kosoúhlým stykem 7204 BEP s následujícími parametry:

Průměr hřídele:	$d_{loz}=20$ mm
Průměr díry:	$D_{loz}=47$ mm
Šířka ložiska:	$B_{loz}=14$ mm
Dynamická únosnost ložiska:	$C=13,3$ kN [12]

Další parametry důležité pro výpočet ložiska lze vyčíst v tabulkách:

Úhel styku ložiska:	$\alpha_{loz}=40^\circ$
Mezní hodnota vztahu $F_a/F_r$ určující hodnotu koeficientu X a Y:	$e=1,14$ [11]

Výpočet trvanlivosti ložiska se provádí dle rovnice 47 a jeho výsledkem je očekávaný počet otáček, kolik ložisko vydrží v milionech.

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

*Rovnice 47: Výpočet únosnosti ložiska [14]*

V této rovnici se vyskytuje exponent  $p$ , který určuje druh styku valivého elementu – pro styk kuličkou  $p=3$ , a  $P$ , který znázorňuje ekvivalentní zatížení ložiska. Ekvivalentní zatížení se spočítá dle rovnice 48, jako:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

*Rovnice 48: Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska [14]*

$F_a$ ... Axiální síla působící na počítané ložisko

$F_r$ ... Radiální síla působící na počítané ložisko

$X$ ... Koeficient radiálního dynamického zatížení

$Y$ ... Koeficient axiálního dynamického zatížení

Protože síla  $F_a$  je vyvinuta pojistnou maticí a bude určena až montáží, bude zatím předpoklad, že tato síla je menší než radiální síla. Další předpoklad je, že i když obě ložiska drží jednu hřídel, tak jedno z nich je namáháno větší silou. Proto se výpočet provede pouze pro ložisko zatěžované silou  $R_b$ . Pro výpočet se tedy bude považovat  $R_b=F_r$ .

Protože se předpokládá axiální síla menší než síla radiální, tak poměr  $F_a/F_r$  bude menší, než 1. Proto jsou vybrány hodnoty koeficientů radiálního a axiálního dynamického zatížení  $X=1$  a  $Y=0$ .

Dosazením rovnice 48 do 47 lze vypočítat dynamickou únosnost ložisek, jako:

$$L_{10} = \left(\frac{13300}{1 * 220,72}\right)^3 = 218\,791 * 10^6 \text{ otáček}$$

*Rovnice 49: Výpočet dynamické únosnosti ložisek dosazením hodnot*

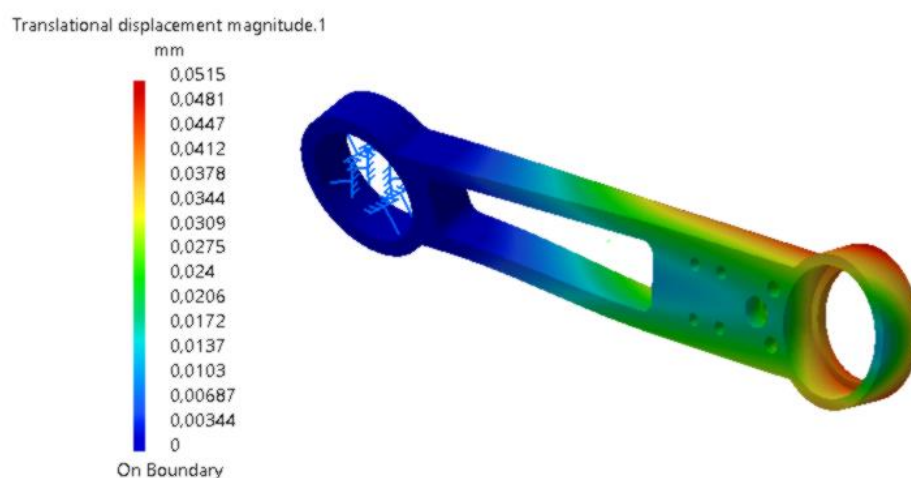
Tuto hodnotu lze převést na hodinovou trvanlivost ložisek za předpokladu znalosti otáček. Minimální doba trvanlivosti by nastala v případě maximálních otáček motoru. Za tohoto předpokladu se hodinová trvanlivost ložisek ramene spočítá, dle rovnice 50.

$$L_h = \frac{L_{10}}{n_{max17} * 60} = \frac{218791 * 10^6}{1000 * 60} = 3,64 * 10^6 \text{ hod}$$

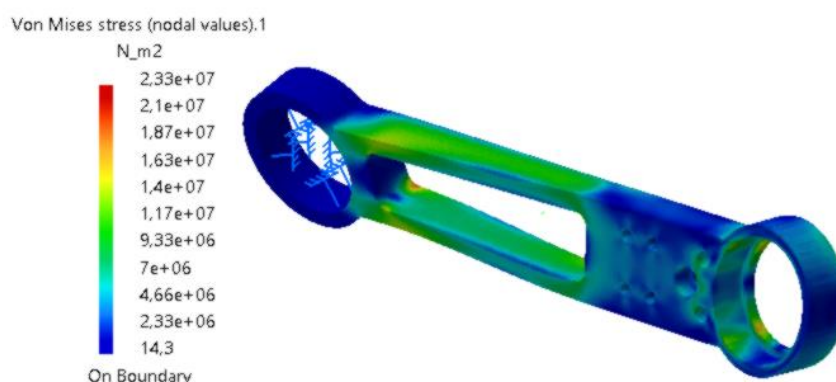
Rovnice 50: Přepočet dynamické únosnosti ložisek na hodiny [14]

### 3.3.3.4.6 Kontrola ramene pomocí metody konečných prvků

Metodou konečných prvků bude kontrolováno pouze rameno A, protože je nosné. V případě napětí hraničících s dovoleným napětím se provede i kontrola ramene B. Na obrázku 29 a 30 byla provedena simulace zatížení.



Obrázek 29: Simulace zatížení A ramene A pomocí MKP – kontrola deformace



Obrázek 30: Simulace zatížení ramene A pomocí MKP - kontrola maximálního napětí

Ze simulace deformace lze vyzorovat, že uložení ložiska se posune a zároveň zkroutí. Z obrázku lze vyčíst a provést odhad, že se uložení ložiska posune na jedné straně o  $\Delta_{1A} = 0,038\text{mm}$  a na protější straně o  $\Delta_{2A} = 0,0515\text{ mm}$ . Vzhledem k tomu, že šířka ramene je rovna  $b = 18\text{ mm}$ , lze vypočítat úhel zkroutění dle rovnice 51, jako:

$$\delta_A = \arctg\left(\frac{\Delta_{2A} - \Delta_{1A}}{b}\right) = \arctg\left(\frac{0,0515 - 0,038}{18}\right) = 7,5 * 10^{-4} \text{ rad}$$

*Rovnice 51: Výpočet úhlu zkroucení ramene z deformace*

Z CAD modelu lze zároveň zjistit, jak vzdálený je konec závitové tyče od ramene. Tato vzdálenost je rovna  $s = 388$  mm. Díky tomu lze spočítat propad  $u_A$  závitové tyče a tím i cívky v důsledku zkroucení ramene. Tento propad lze spočítat dle rovnice 52.

$$u_A = \delta_A * s = 7,5 * 10^{-4} * 388 = \mathbf{0,291 \text{ mm}}$$

*Rovnice 52: Propad závitové tyče kvůli zkroucení ramen*

Z obrázků je vidět, že součást je zatěžována napětím až 23,3 MPa. Vzhledem k tomu, že napětí meze kluzu pro běžnou konstrukční ocel se pohybuje mezi 200 a 290 MPa [11] lze usoudit, že součást je dostatečně pevná, se součinitelem bezpečnosti až  $k_A=8$ . Rameno je však takto předimenzované pro zajištění maximální tuhosti proto, aby docházelo, pokud možno k co nejmenšímu propadu cívky a tím k jejímu nerovnoměrnému přitlaku. Jak však bylo spočítáno propad cívky činí méně než 0,3 mm, což s přihlédnutím k navíjené přízi minimálního průměru 1 mm činí jen část tohoto průměru.

### 3.3.3.5 Volba materiálu a výrobních technologií

Obdobně, jako v sestavě 200\_Rozvadeci\_mechanismus, je i zde využito více výrobních technologií na jednotlivé díly.

Díly 307\_Drzak\_motoru a 311\_Drzak\_prevodovky jsou vyrobeny ze 4 mm tlustého plechu metodou laserového vypalování a následně ohnuty pomocí ohraňovacího lisu.

Díly 304\_Rameno a 305\_Rameno jsou součásti, které jsou též vyrobeny pomocí laserového vypalování. Tyto jsou však vypáleny z plechu tloušťky 20 mm a následně obrobeny konvenčními technologiemi, jako jsou frézování, broušení a vrtání. Broušení je potřebné pro zajištění přesných rovných ploch, na kterých jsou jednotlivé části ramene o sebe opřeny.

Součást 303\_Hridel\_civky je vyrobena soustružením oceli 11 373 z polotovaru o průměru 25 mm. Touto operací jsou vyrobeny všechny vnější rotační tvary. Následně je na hřídeli frézována drážka pro podložku pojistné matice MB 4 a zároveň je ofrézováno osazení pro možnost použití montážního klíče velikosti 20 mm, za účelem dotažení KM matice a závitové tyče.

Součást 310\_Hridel\_ramene je taktéž soustružena z oceli 11 373, ale jako polotovar je použita silnostěnná trubka o největším průměru 25 mm a tloušťce stěny 6 mm.

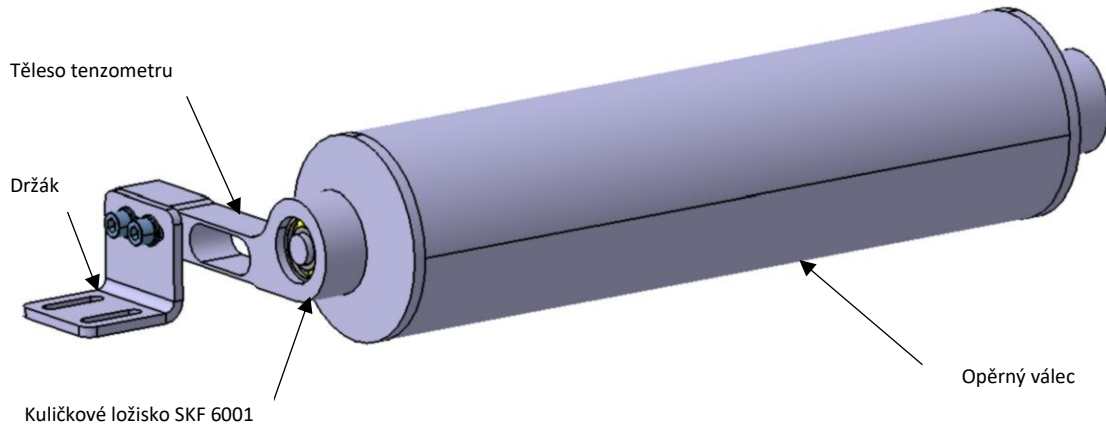
Ačkoliv je díl 309\_Pruzna\_hridel spočítán pro ocel 11 700, tak protože tato ocel v potřebném polotovaru, kruhová tyč průměru 16 mm, nebyla u zvoleného dodavatele, došlo ke změně a byla zvolena tyč z materiálu 14 220. Tento materiál má dle tabulek dovolené napětí pro střídavý krut  $\tau_{cslit}=(160-285)$  MPa [11], což je více než dovolené napětí původně zvolené oceli,  $\tau_{c11\ 700}=(60-90)$  MPa. [11] Hřídel je vyrobena soustružením.

Po výrobě 309\_Pruzna\_hridel a 310\_Hridel\_ramene byly obě součásti slisovány a spojeny kuželovým kolíkem.

Všechny ocelové součásti jsou po výrobě odeslány na protikorozní úpravu černěním.

### 3.3.4 400\_Operny\_mechanismus

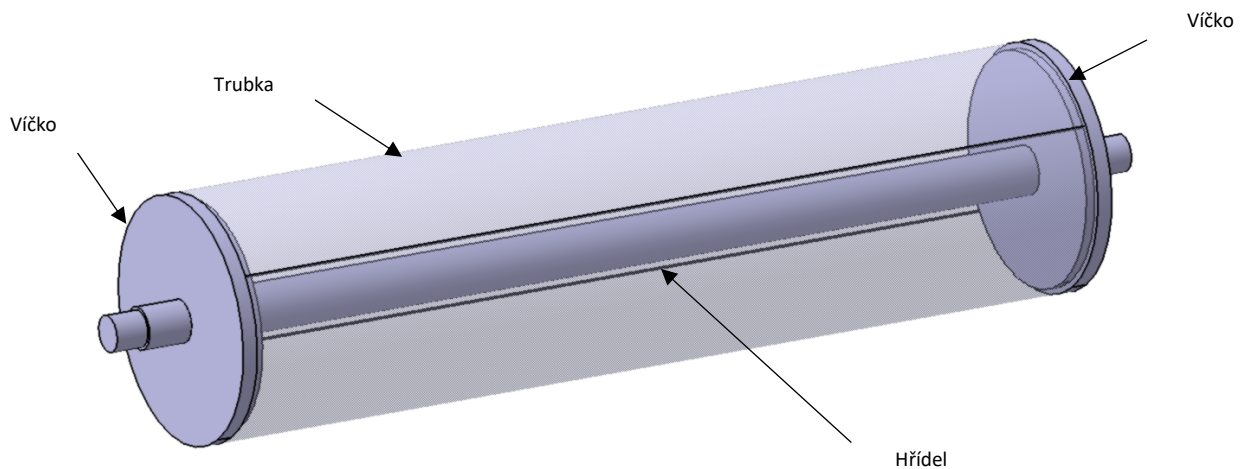
Sestava 400\_Operny\_mechanismus poskytuje plochu, o kterou může být navíjená cívka opřena a zároveň se po ní může odvalovat. Zároveň poskytuje zpětnou vazbu řídicímu systému ohledně opěrné síly. Tato sestava se skládá z opěrného válce, dvou těles tenzometrů, držáků a ložisek, viz obrázek 31.



Obrázek 31: 400\_Operny\_mechanismus s detailem na konstrukce opěrného válce

#### 3.3.4.1 Konstrukce opěrného válce

Z konstrukčních důvodů je třeba, aby měl opěrný válec vnější průměr alespoň  $d_{\text{válec}} = 80$  mm, aby nedocházelo ke kolizi. Tento rozměr je dán požadavkem minimálního průměru navíjecí dutinky 15 mm. Protože je třeba uchytit opěrný válec do ložisek, tak je válec vyroben jako sestava trubky potřebného průměru, vnitřní hřídele a dvou víček, viz obrázek 32. Tato sestava je poté svařena.



Obrázek 32: Detail opěrného válce

Vzhledem k předpokladu, že mezi válcem a navíjenou cívkou bude docházet k odvalování, je očekávána obvodová rychlost válce  $v_2$  rovna obvodové rychlosti cívky  $v_1$  a platila by rovnice 53.

$$v_1 = v_2$$

Rovnice 53: Podmínka odvalování

Zároveň, platí-li vztah 54, můžeme tuto rovnici upravit na tvar 55.

$$v = \pi * d * \frac{n}{60}$$

Rovnice 54: Obecná rovnice obvodové rychlosti [14]



$$\pi * D_{max} * \frac{n_{max17}}{60} = \pi * d_{válec} * \frac{n_{válecmax}}{60}$$

Rovnice 55: Dosazení vtahu 54 do 53

$$\rightarrow n_{válecmax} = n_{max17} * \frac{D_{max}}{d_{válec}}$$

Rovnice 56: Úprava rovnice 55

Pokud by byla cívka navijena přesným křížovým vinutím maximálními otáčkami navijecího motoru,  $n_{max} = 1000 \text{ min}^{-1}$ , a navijení by probíhalo až do maximálního průměru cívky  $D_{max} = 200 \text{ mm}$ , můžeme vypočítat maximální otáčky opěrného válce dle rovnice 57, jako:

$$n_{válecmax} = 1000 * \frac{200}{80} = 2500 \text{ ot}/\text{min}^{-1}$$

Rovnice 57: Maximální otáčky opěrného válce

Takto vysoké otáčky jsou pro svařovaný díl velmi nevhodné, protože svařování není přesná technologie a dochází ke zkroucení a nepřesnému spojení materiálů. Proto je třeba odvalovací válec následně vyvážit. K tomuto účelu byla použita vyvažovačka značky SHENCK v laboratořích katedry textilních a jednoúčelových strojů. Samotné vyvážení je provedeno našroubováním dvou šroubů zbroušených na přesnou hmotnost do vík opěrného válce. Proces vyvažování je znázorněn na fotce 33.



Obrázek 33: Vyvažování opěrného válce

Po dokončení svařování a obrobení vnějšího tvaru je třeba vyvážit válec přidáním šroubu vážícího 1,84 g na jedné straně a 3,61 g na straně protější vzájemně svírající úhel 34°. Výsledek vyvažování je zobrazen na obrázku 34.



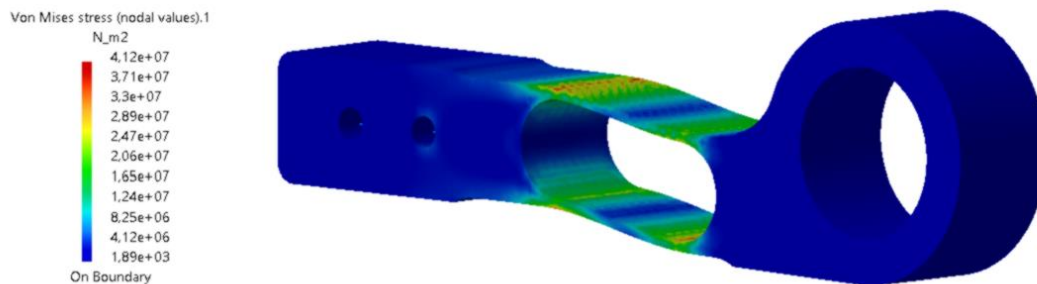
Obrázek 34: Nevýváženost opěrného válce



### 3.3.4.2 Konstrukce tělesa tenzometru

Protože je třeba sledovat sílu, jakou je cívka přitlačována k opěrnému válci, je zkonstruováno ložiskové těleso, které je zároveň uzpůsobeno pro umístění tenzometrů. Toto těleso je vypáleno z plechu tloušťky 20 mm, z oceli 11 373, a následně obrobena takovým způsobem, aby bylo možné do něj vložit ložiska držící opěrný válec. Tato ložiska jsou zajištěna v axiálním směru osazením. Zároveň je toto těleso obrobena tak, aby na něj bylo možné přilepit tenzometry, a současně aby se co nejvíce deformovalo při zatížení. Těleso je dimenzované, aby uneslo alespoň 6 kg.

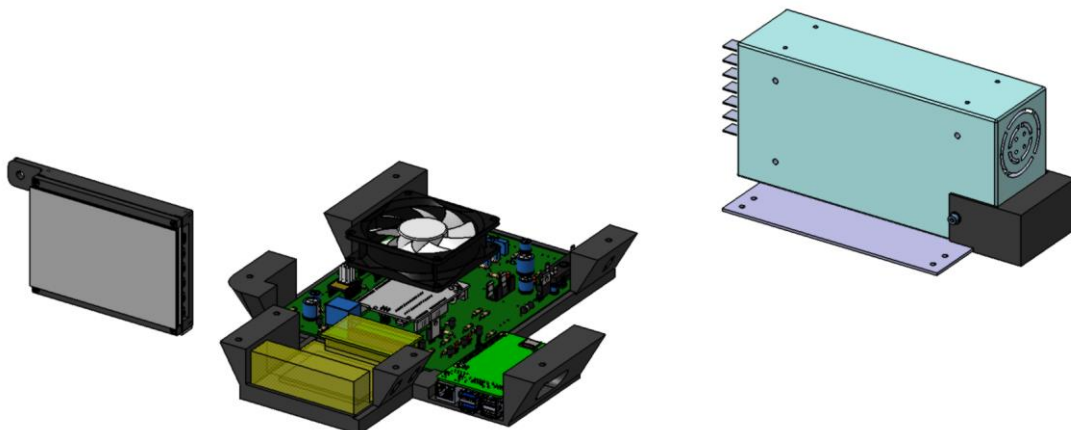
Pro kontrolu únosnosti, byla provedena kontrola metodou konečných prvků, která je znázorněna na obrázku 35.



Obrázek 35: Kontrola tělesa tenzometrů pomocí MKP

### 3.3.5 500\_Elektronika

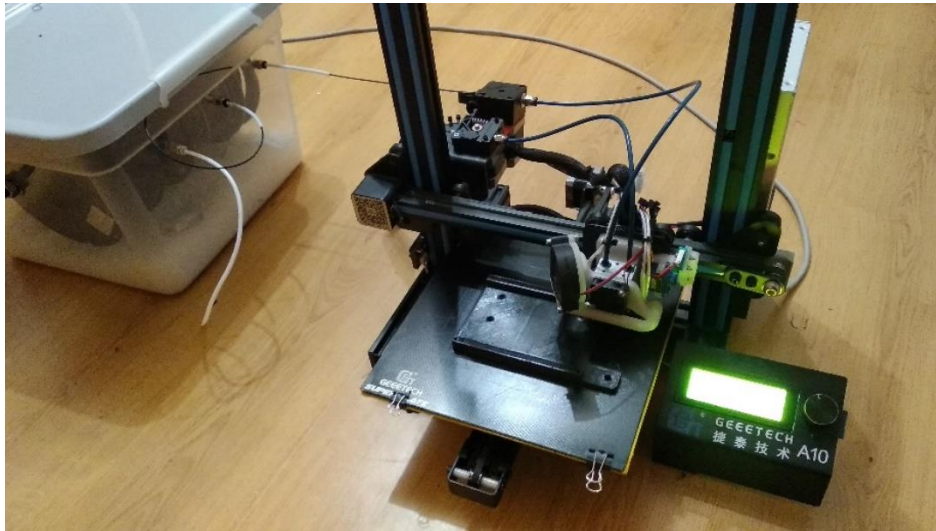
Podsestava obsahuje všechny díly, které jsou potřebné pro uchycení a montáž elektrických součástí ovládacího navíjecího zařízení. Patří mezi ně dva plechové díly pro uchycení zdroje a displeje a plastové díly pro montáž a elektrickou izolaci elektroniky od rámu. Sestava je v CAD softwaru CATIA znázorněna dle obrázku 36.



Obrázek 36: 500\_Elektronika

### 3.3.5.1 Držáky a rámečky

Pro montáž elektrických komponent k základní desce je vyrobeno několik držáků, rámečků a krytek. Tyto jsou vyrobeny pomocí 3D tisku metodou FDM (Fused Deposition Modeling), z materiálu PET-G. Výroba je znázorněna na obrázku 37.



Obrázek 37: Výroba rámečku displeje pomocí 3D tisku

## 3.4 Navržení a výběr elektronických zařízení

Ke správné funkci navíjecího zařízení třeba jistých elektronických funkcí, jako je napájení krokových motorů, jejich řízení, snímání přítlačné síly a další. Proto je v této kapitole přehled těchto součástí a jejich popis. Tyto součásti zajišťují úpravu a regulaci napětí, řídicí členy, uživatelské rozhraní, ovládání krokových motorů, měření namáhání těles tenzometrů a chlazení.

### 3.4.1 Řízení

K řízení je zvolen mikrokontroler Arduino UNO, viz obrázek 38, v doprovodu s jednodeskovým počítačem Raspberry Pi, viz obrázek 39. Arduino je hlavní řídicí jednotka, přičemž Raspberry Pi slouží hlavně jako uživatelské rozhraní.

Arduino UNO je deska založená na mikrokontroleru ATmega 328P. Deska obsahuje 14 digitálních a 6 analogových vstupů, které dokáží fungovat zároveň jako digitální. Přitom je schopna komunikovat pomocí různých komunikačních protokolů, mezi něž patří například USB, UART, SPI a I2C.



Obrázek 38: Arduino UNO

Tento mikrokontroler funguje na frekvenci 16MHz a je schopný provádět jak jednoduché operace typu čtení hodnot, sčítání a odčítání, tak - za pomoci programovacích knihoven - i složitější funkce, jako používání komunikačních protokolů, PID regulace a automatické ladění PID hodnot, které bude třeba použít pro řízení přítlaku. [15]

Pro zajištění graficky uživatelského rozhraní neboli GUI (z anglického Graphical User Interface), je použit počítač Raspberry Pi model 4B. Počítač obsahuje čtyřjádrový procesor architektury ARM a jako operační systém je použit Raspberry Pi OS, který je založený na linuxové distribuci Debian. Počítač je dále vybaven několika rozhraními, mezi které patří:

- USB 2 i USB 3
- Dva porty Micro HDMI
- Ethernet
- 3,5 mm audio výstup
- Bluetooth
- Wi-Fi
- GPIO

GPIO neboli General Purpose Input-Output je série 40 kontaktů. Toto jsou kontakty, které se dají použít pro jakýkoliv účel, záleží pouze na použitém programu. Mezi tato použití patří čtení digitálních hodnot, řízení a komunikace pomocí UART, SPI a I2C. Těchto vlastností je využito k ovládní napájecích relé a Arduina, a také ke komunikaci se zmíněným mikrokontrolerem pomocí UART. [16]



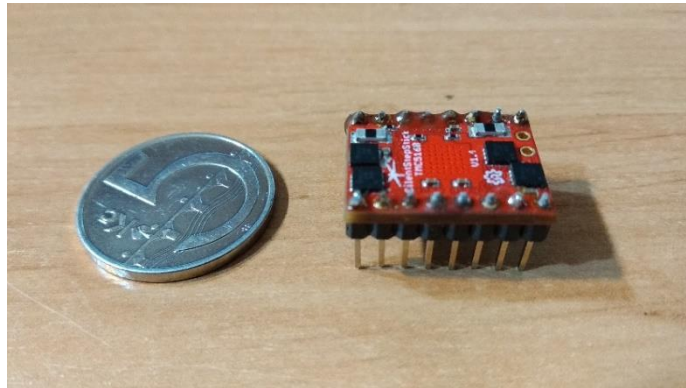
Obrázek 39: Raspberry Pi s namontovaným chladičem

### 3.4.2 Ovládání krokových motorů

Protože cívky krokových motorů je třeba napájet specifickým způsobem tak, aby se rotor posunul pouze o jeden krok ve správném směru, je třeba specializovaného integrovaného obvodu. Tomuto integrovanému obvodu se říká driver a zajišťuje ovládání napětí a proudů, které by už byly nebezpečné pro mikrokontroler, podle signálů vyslaných řídicí elektronikou.

Pro krokové motory NEMA 17 bylo použito TMC5160 Silent StepStick, viz obrázek 40. Zvolené drivery umožňují napájecí napětí motoru 10 V až 35 V a maximální napájecí proud až 3 A. Zvolené StepSticky jsou běžně používány pro ovládání motorů ve 3D tiskárnách, a proto jsou dobře dostupné a levné. Pro napájení krokového motoru NEMA 23, který má napájecí proud až 4,2 A bylo zvoleno použití TMC5160-EVAL. Toto je evaluační deska firmy Trinamic, která je osazena stejným mikročipem, ale jinými doprovodnými součástkami, jako jsou MOSFETy a proto je schopna vyšších rozpětí napětí, 8-60V, a vyššího maximálního proudu, až 4,7 A. [17]

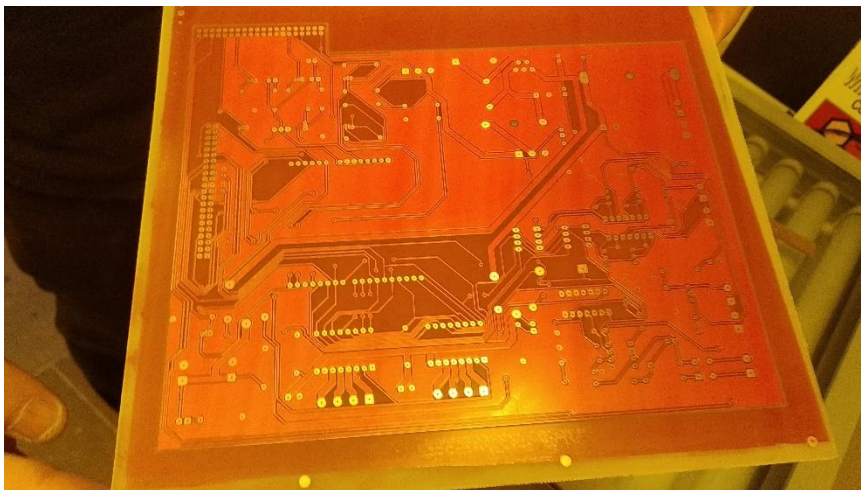
Zvolené čipy byly vybrány pro svou jednoduchost použití a jejich vlastnosti. Zároveň díky ovládní pomocí sériového protokolu SPI lze pomocí softwaru měnit parametry chodu. Mezi řečené parametry patří maximální proud cívky motoru a mikrokrokování, které lze nastavit až na 256 mikrokroků. To znamená, že krokový motor lze otáčet i na menší úhly a to až 1/256 jednoho kroku. Zároveň jsou drivery schopny měnit režimy chodu, jako jsou StealthChop, tichý chod, a SpreadCycle, režim maximálního zatížení. Dalšími vlastnostmi jsou detekce zastavení motoru StallGuard, díky kterému lze detekovat kolize, například nehody, a využít toho k nouzovému zastavení, či k detekování krajní polohy. V neposlední řadě disponuje funkcí CoolStep, která vyhodnocuje míru zatížení motoru a reguluje množství proudu. Díky této funkci se motory a drivery nebudou tolik zahřívat a bude menší spotřeba energie. [17]



Obrázek 40: TMC5160 StepStick v porovnání s mincí

### 3.4.3 Základní deska

Plošný spoj je vyroben na míru pro účel propojení všech elektrických komponent, říditelné odpojení akčních součástí, regulaci napětí, signalizaci a dalších funkcí. Deska plošných spojů je zkonstruována v CAD softwaru KiCad, ve kterém bylo vytvořeno i schéma elektrického zapojení. Plošný spoj se následně nechal vyrobit v laboratořích PCB-lab Technické univerzity v Liberci. Na obrázku 41 je fotografie z jeho výroby.

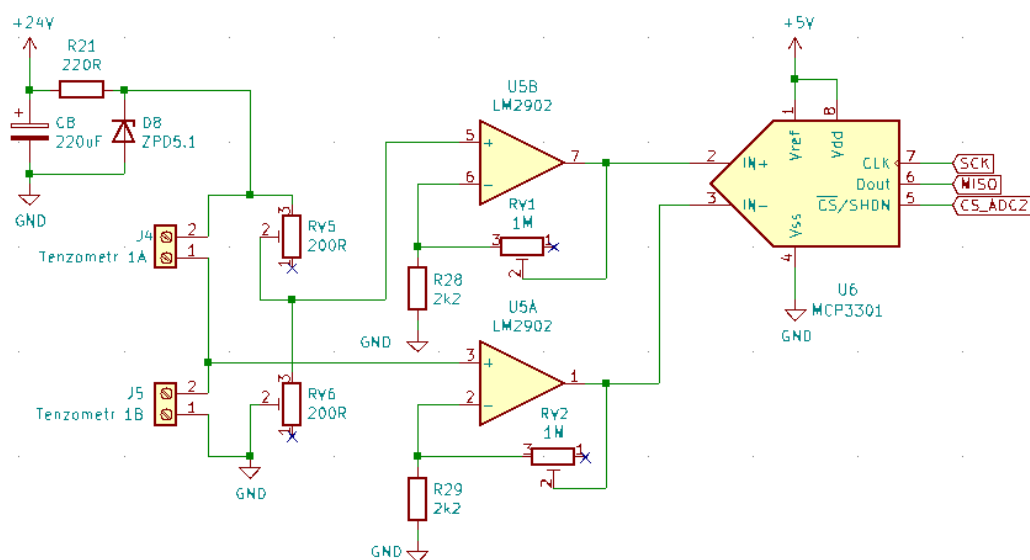


Obrázek 41: Výroba plošného spoje

Vzhledem k volbě vstupního napětí 24 V DC je nutné toto napětí snížit pro bezpečné napájení logické elektroniky, mikrokontroleru a počítače. Pro tento účel bylo užito LM2596 měniče napětí. Zmíněný integrovaný obvod, v kombinaci s několika pasivními součástkami, slouží pro převod vstupního napětí z až 40 V na 5 V na výstupu o maximálním proudu až 3 A. Převodník je jištěn 2,5 A pojistkou. [18]



Pro měření opěrné síly je využito tenzometrů. Tenzometry jsou součástky, které mění svůj elektrický odpor v závislosti na deformaci. Protože však odpor nelze změřit přímo, je třeba jej převést na elektrické napětí. Toho je docíleno pomocí Wheatstoneova půlmůstku. Protože však změna odporu, a tím i napětí, je velmi malá, bylo užito operačního zesilovače LM2902 v zapojení neinvertujícího zesilovače se zesílením elektrického signálu až 400x. Vybraný typ zapojení je vhodný, protože plní zároveň funkci zesilovače a zároveň poskytuje velkou impedanci mezi můstkem ADC převodníkem a tím nezkrusuje měření. Ačkoliv Arduino poskytuje převodník analogového na digitální signál (ADC), bylo rozhodnuto o použití ADC převodníku MCP3301. Tento disponuje 13bitovým rozlišením a poskytuje oproti integrovanému převodníku až 8x lepší přesnost. [18] Schéma zapojení je znázorněno na obrázku 42. Pro Wheatstoneův můstek je vytvořen vlastní převodník napájecího napětí pomocí Zenerovy diody. Jmenovaný druh snížení napětí má výstup velmi stabilní a je proto vhodný v daném použití.



Obrázek 42: Schéma zapojení tenzometrů

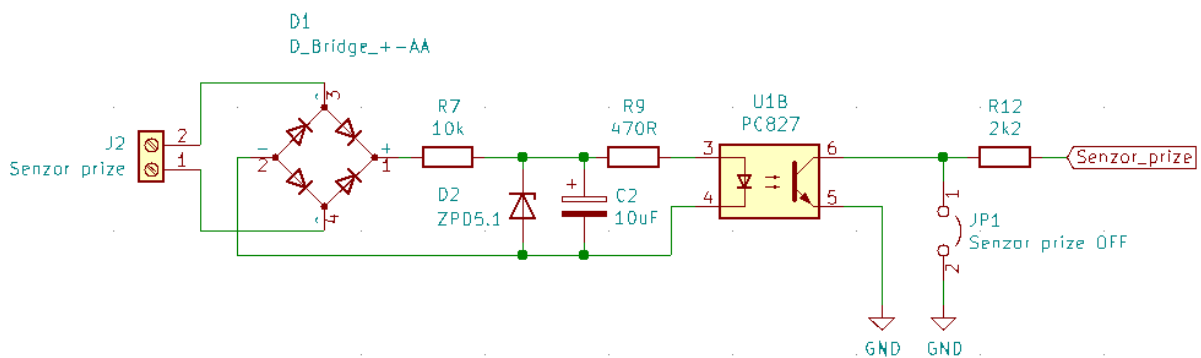
Základní deska zároveň slouží pro zajištění komunikace mezi jednotlivými komponenty. Pro komunikaci mezi Arduinem a Raspberry je využito protokolu UART. Vzhledem k tomu, že Raspberry používá napětí pouze 3,3 V a Arduino 5 V, je třeba použít napěťových převodníků. Ty zajišťují, že logická informace vydaná vysílacím zařízením se s minimálním zpožděním projeví na přijímacím kontaktu.

Pro propojení Arduina, driverů a ADC převodníků je využito protokolu SPI. Uvedený protokol se vyznačuje vyšší přenosovou rychlostí oproti UART. Pro tuto komunikaci je použito tři společných kontaktů, které slouží pro přenos informace a jednoho pro jednotlivá zařízení pro určení, s jakým zařízením master komunikuje. To znamená, že množství připojených zařízení je omezeno počtem dostupných kontaktů mikrokontroleru.

Protože je navíjecí zařízení vybaveno motory, je třeba v případě nebezpečí zajistit zastavení všech motorů. Pro tento případ zde bylo zakomponováno několik vypínacích mechanismů. K vypnutí krokových motorů je využito přepínače, který je k dispozici obsluze, a v případě použití přepne driverů do režimu volnoběhu. Pro další kontrolu motorů je možné odpojit nejenom ovládací napětí pro driverů, ale i relé, které zajišťují silové připojení krokových motorů.

Dále je základní deska osazena několika LED. Ty slouží pro signalizaci různých napětí, jako například přítomnost napájecího napětí, napájení jednotlivých driverů a podobně. Dvě diody jsou říditelné pomocí Raspberry.

Základní deska je také vybavena možností připojení snímače pohybu příze. To je zakomponováno obvodem, dle obrázku 43. Pro detekci bude třeba vyrobit externí zařízení, které bude obsahovat motor/generátor. Navíjená příze se obmotá okolo tohoto generátoru několika otáčkami a při navíjení bude generátorem otáčet. Ten bude indukovat napětí, které bude následně usměrněno pomocí diodového můstku, stabilizováno Zenerovou diodou a následně sepně optočlen. Ve chvíli, kdy optočlen bude sepnut, bude na kontaktu mikrokontroleru vytvořena logická nula a tím bude zjištěno zastavení/přetržení navíjeného vlákna.



Obrázek 43: Detektor navíjené příze

#### 3.4.4 Program

Pro správnou funkci je třeba ovládací program pro řídicí elektroniku. Proto byl pro kontrolu funkce zařízení vytvořen krátký program jednoduchého přesného křížového návínu. Zatím je však bez ovládání krokového motoru přítlaku a bez uživatelského rozhraní.

Samotné programování Arduino se provádí pomocí vývojového prostředí Arduino IDE v programovacím jazyce založeném na jazyce C. [15] K naprogramování Raspberry Pi se dá užít volitelného programovacího jazyka, přičemž nejčastěji používanými jazyky jsou Python, Java, C a jeho odnože.

#### 3.4.5 Displej

Pro ovládání uživatelem je užít dotykový LCD displej. Ten disponuje uhlopříčkou 5“, rozlišením 800 x 480 a připojení je provedeno pomocí HDMI konektoru pro obraz a USB pro dotykovou vrstvu.

Displej bude sloužit jako rozhraní mezi uživatelem a počítačem, kdy uživatel bude moci pomocí grafického rozhraní spouštět proces navíjení, a nastavit různé parametry návínu, jako výsledné rozměry cívky, rozměry příze, druh vinutí a další.

#### 3.4.6 Zdroj

Protože vybrané motory je dle výrobce třeba napájet napětím 24 V až 48 V a drivery jsou schopny pracovat s maximálním napětím až 30 V, bylo zvoleno užití napájecího zdroje MeanWell HRP-600-24. Tento zdroj má hodnotu výstupního napětí 24 VDC a maximální výkon až 600 W [18], což je dostatečné pro napájení všech elektronických komponent a zachování jisté výkonové rezervy.

## 4. Závěr

V této práci je popsán návrh univerzálního navíjecího zařízení. Jeho součástí je výběr druhu pohonu cívky a její uchycení pomocí rychloupínací matice. V návrhu je využito metody rozvádění příze pomocí nové technologie pohybového šroubu dryspin®. Zároveň je zde navržen speciální mechanismus, schopný řízeného přitlaku cívky k opěrnému válci. Opěrný válec je umístěn v tělesech tenzometrů, které jsou určeny pro odměřování sil působících na opěrný válec.

Navrženo je i elektrické zapojení krokových motorů, senzorů ve formě tenzometrů a jejich řízení pomocí kombinace mikrokontroleru Arduino UNO a počítače Raspberry Pi. Všechny tyto elektronické součásti spojuje na míru vyrobený plošný spoj, který zajišťuje komunikaci pomocí různých protokolů mezi jednotlivými integrovanými obvody, detekci změny odporu v tenzometrech a v neposlední řadě regulaci napájení pro jednotlivé součásti. Pro Arduino je zároveň napsán jednoduchý program, který slouží ke kontrole funkčnosti krokových motorů cívky a rozváděcího šroubu.

Po dokončení návrhu je vytvořena výrobní dokumentace, dle které se zařízení nechalo vyrobit. Následovalo testovací sestavení, které dopadlo úspěšně, jak je vidět na obrázku 44. Po odzkoušení se zařízení znovu rozebralo a bylo odesláno na černění a eloxování pro zajištění protikorozní povrchové úpravy.



Obrázek 44: Testovací sestavení univerzálního navíjecího zařízení

Toto zařízení je unikátní ve svém odvětví díky využití nových technologií, jako je již zmíněný řízený přitlak, použití rozvádění pomocí šroubového mechanismu a elektronickým ovládním pomocí dotykového displeje v kombinaci s grafickým rozhraním. Proto je navíjecí zařízení vhodné pro testování cívek volitelného typu návinu a materiálu. Všechny parametry soukání se dají měnit v průběhu navíjení. Díky tomu je možné vyvíjet a testovat nové druhy návinů, které mohou mít například proměnlivý úhel ovinů, nebo třeba proměnlivou šířku cívky v průběhu navíjení a tím tvořit cívky nekonvenčních tvarů. Zároveň je možné ovládat přitlak cívky, aby došlo k optimální stavbě návinu.

Výstupem této práce je zařízení, které je připraveno k instalaci řídicích programů schopných všechny tyto funkce využít. Mezi tyto funkce patří samotné grafické rozhraní a komunikace mezi Arduinem a Raspberry. Dále je třeba vytvořit program pro Arduino tak, aby se dle něj ovládalo navíjecí zařízení. Tímto ovládním se myslí rotace cívky, rozvádění příze a PID regulace přitlaku. Dalším zlepšením zařízení do budoucna může být například integrace říditelného tlumiče pro přitlak a instalace rychlejšího mikrokontroleru pro lepší kontrolu. Zmíněné úpravy mohou být součástí budoucího výzkumu.

## Bibliografie

- [1] KANIOK, Jozef. *Druhy návinů (vinutí) a tvarů cívek*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2014. Dostupné z: [http://tkmost.kez.tul.cz/vystupy-projektu/inovace-vyuky-v-oblasti-specializovanych-predmetu/textilni-stroje-i/item/download/626\\_05b2a769bd3daa7b5aeab011e40e1fa7](http://tkmost.kez.tul.cz/vystupy-projektu/inovace-vyuky-v-oblasti-specializovanych-predmetu/textilni-stroje-i/item/download/626_05b2a769bd3daa7b5aeab011e40e1fa7)
- [2] DOSTALOVÁ, Mirka a Mária KŘIVÁNKOVÁ. *Základy textilní a oděvní výroby*. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita, 2001. ISBN 80-7083-504-4.
- [3] KORANNE, Milind. *Fundamentals of yarn winding*. First published. New Delhi: Woodhead Publishing India, 2013. Woodhead Publishing India in textiles. ISBN 978-1-78242-068-2.
- [4] ŽABKA, Petr. *Mechatronický systém rozváděcí přize: Mechatronic System of Yarn Traversing*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2013.. Disertace. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Jaroslav Beran.
- [5] KANIOK, Jozef. *Mechanismy pro navíjení (soukání) cívek*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2014. Dostupné z: [http://tkmost.kez.tul.cz/vystupy-projektu/inovace-vyuky-v-oblasti-specializovanych-predmetu/textilni-stroje-i/item/download/802\\_40bca8dcb7f0de2c0988ebfc957777a4](http://tkmost.kez.tul.cz/vystupy-projektu/inovace-vyuky-v-oblasti-specializovanych-predmetu/textilni-stroje-i/item/download/802_40bca8dcb7f0de2c0988ebfc957777a4)
- [6] Kolektiv KTS. *Textilní a oděvní stroje*. 1. vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1990. ISBN 80-7083-059-X.
- [7] IGUS [online]. Kolín nad Rýnem: IGUS, 2020 [cit. 2020-07-14]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/>
- [8] KIPP [online]. Sulz am Neckar: HEINRICH KIPP WERK, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz>
- [9] HABERKORN [online]. Mokré Lazce: HABERKORN, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/>
- [10] ŘEŘÁBEK, Antonín. *Stavba a provoz strojů: pro školu a praxi*. 1. vyd. v České republice. Praha: Scientia, 2009. ISBN 978-80-86960-21-0.
- [11] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [12] SKF [online]. Göteborg: SKF, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/>
- [13] SEKAL, Vlastimil. *Pružnost a pevnost*. 3. vydání. Ústí nad Labem: Střední průmyslová škola strojní a elektrotechnická, Ústí nad Labem, 2011.
- [14] ŘEŘÁBEK, Antonín. *Stavba a provoz strojů: pro školu a praxi*. 1. vyd. v České republice. Praha: Scientia, 2009. ISBN 978-80-86960-21-0.
- [15] ARDUINO [online]. Turín: ARDUINO, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.arduino.cc/>



- [16] *Raspberry Pi* [online]. Cambridge: Raspberry Pi, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.raspberrypi.org/>
- [17] *Trinamic* [online]. Hamburg: Trinamic, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.trinamic.com/>
- [18] *TME* [online]. Ostrava: TME Czech Republic, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/cz>
- [19] *IGUS* [online]. Kolín nad Rýnem: IGUS, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.igus.eu/>
- [20] *Traceparts* [online]. Saint Romain: TraceParts, 2020 [cit. 2020-07-16]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/en>

## Seznam příloh

Příloha 1: Výrobní dokumentace univerzálního navíjecího zařízení

Příloha 2: Elektrické schéma základní desky navíjecího zařízení

Příloha 3: Výrobní dokumentace desky plošných spojů

Příloha 4: Testovací program Arduino UNO