



Návrh aktivního systému přítlaku cívky na navíjecím stroji

Bakalářská práce

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Lukáš Tlustý

Vedoucí práce:

Ing. Petr Žabka, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů





Zadání bakalářské práce

Návrh aktivního systému přítlaku cívky na navíjecím stroji

Jméno a příjmení: **Lukáš Tlustý**
Osobní číslo: S19000309
Studijní program: B0715A270008 Strojírenství
Zadávající katedra: Katedra textilních a jednoúčelových strojů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

1. Provedte rešerši navíjecích systémů příze a jejich přítlaku.
2. Analyzujte současné řešení přítlaku na určeném navíjecím zařízení.
3. Navrhněte nový systém aktivního přítlaku s regulovatelnou přítlačnou silou.
4. Vypracujte výrobní dokumentaci nového řešení.

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

výkresová dokumentace
30 stran formát A4
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:

25. února 2020

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.

29. května 2021

Lukáš Tlustý

Téma: NÁVRH AKTIVNÍHO SYSTÉMU PŘÍTLAKU CÍVKY NA NAVÍJECÍM STROJI

Abstrakt

Tématem této bakalářské práce je návrh aktivního přítlaku cívky na navíjecím stroji. Úvodní část práce je věnována rešerši současných provedení přítlačných zařízení na navíjecích strojích. Praktická část obsahuje návrhy systému přítlaku, jejich analýzy a následného zvolení nejvhodnějšího provedení. Dle zvolené varianty je dále vytvořen výpočet pro požadovanou regulaci přítlaku. Na závěr byly vytvořeny výkresy, dle kterých byly vyrobeny součásti mechanismu přítlačného zařízení a následně sestaven celý mechanismus.

Klíčová slova:

návrh, přítlak cívky, navíjecí stroj, pneumatický válec, mechanismus, síla

Theme : DESIGN OF ACTIVE SPOOL PRESSURE SYSTEM ON WINDING MACHINE

Abstract

The topic of this Bachelor's thesis is design of an active spool pressure system on a winding machine. The introductory part of the work is focused on a research of current designs of pressure regulating devices on winding machines. The practical part contains possible pressure system designs, their analysis and subsequent selection of the most suitable design. According to the selected variant, a calculation is also created for the required pressure regulation. In the end drawings were created, according to which the components of the mechanism of the pressing device were manufactured and subsequently the whole mechanism has been assembled.

Keywords:

design, spool pressure system, yarn-winding machine, pneumatic cylinder, mechanism, force

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Žabkovi, Ph.D. za hodnotné rady, postřehy, připomínky, ochotu a především trpělivost při vedení mé závěrečné práce.

Obsah

Seznam obrázků	9
Seznam tabulek.....	11
Seznam použitých veličin	12
Znamé konstantní veličiny.....	12
Vypočítané veličiny.....	13
1 Úvod.....	14
2 Teorie soukání.....	15
3 Existující provedení přítláčných mechanismů	16
3.1 Provedení přítláčných mechanismů dle patentů	16
3.2 Provedení přítláčných mechanismů dle strojů dostupných v univerzitní laboratoři	18
4 Cíl práce	20
5 Návrh mechanismu.....	21
5.1 Konstrukční provedení mechanismu	21
5.2 Vyhodnocení nejvhodnější varianty mechanismu	25
6 Zkoušení tenzometrů.....	27
6.1 Kalibrace tenzometrů.....	27
6.2 Měření přítláčné síly bez cívky.....	28
6.3 Měření přítláčné s částečně navinutou cívkou	28
6.4 Shrnutí zkoušení tenzometrů	29
7 Výpočty	30
7.1 Definice geometrie stroje.....	31
7.2 Výpočet geometrie stroje	32
7.3 Výpočet hmotnosti navinutého materiálu v závislosti na úhlu ramene	33

7.4	Momentová rovnováha ramene	34
7.5	Výpočet části gravitační síly regulačního mechanismu působící na rameno.....	35
7.7	Závislost přítláčné síly na funkci úhlu natočení ramene.....	35
7.8	Výpočet akční síly pneumatického válce z momentové rovnováhy ramene	36
7.9	Výpočet nekompenzované přítláčné síly z momentové rovnováhy ramene.....	37
7.10	Výpočet tlaku a sil v pneumatickém válci	37
7.11	Kontrola kritických míst mechanismu na mechanické namáhání.....	38
7.12	Grafické výsledky výpočtů	42
8	Závěr	45
	Seznam použité literatury	47
	Seznam příloh	48

Seznam obrázků

Obr. 1: Navíjecí stroj	14
Obr. 2: Schéma soukacího stroje	15
Obr. 3: Přítlačný mechanismus se dvěma kontakty.....	16
Obr. 4: Přítlak na cívku pomocí pružin	17
Obr. 5: Přítlačný mechanismus s pružinou.....	18
Obr. 6: Přítlačný mechanismus s tlumiči.....	18
Obr. 7: Přítlačný mechanismus s pružinou a tlumičem.....	19
Obr. 8: Návrh A.....	21
Obr. 9: Návrh B.....	22
Obr. 10: Návrh C.....	23
Obr. 11: Návrh D.....	24
Obr. 12: Tenzometry na uložení přítlačného válce.....	27
Obr. 13: Definice geometrie stroje	31
Obr. 14: Pomocný obr. k výpočtům 1	32
Obr. 15: Pomocný obr. k výpočtům 2	32
Obr. 16: Pomocný obr. k výpočtům 3	32
Obr. 17: Pomocný obr. k výpočtům 4	33
Obr. 18: Momentová rovnováha ramene.....	34
Obr. 19: Kritická místa namáhání mechanismu	38
Obr. 20: Diagram závislosti vrubového koeficientu α_t na geometrii vrubu	39
Obr. 21: Průběh přítlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene bez regulace	42
Obr. 22: Průběh přítlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene.....	43
Obr. 23: Průběh akční síly pneumatického válce v závislosti na úhlu natočení ramene	44

Obr. 24: Průběh tlaku uvnitř pneumatického válce v závislosti na úhlu natočení ramene	44
Obr. 25: Sestavený mechanismus pro regulaci přitlaku	46

Seznam tabulek

Tab. 1: Hodnocení variant návrhů	25
Tab. 2: Naměřené hodnoty při měření bez cívky	28
Tab. 3: Naměřené hodnoty při měření s cívkou	28

Seznam použitých veličin

Znamé konstantní veličiny

Symbol	Název	Velikost	Jednotka
g	gravitační zrychlení	9,81	m/s ²
m_z	hmotnost závaží pro zkoušení tenzometrů	2414	g
L	hodnota naměřená levým tenzometrem před kalibrací	-0,0722	V
L_n	hodnota naměřená levým tenzometrem po kalibraci	23,48	N
P	hodnota naměřená pravým tenzometrem před kalibrací	-0,0708	V
P_n	hodnota naměřená pravým tenzometrem po kalibraci	23,66	N
α_{\max}	maximální úhel natočení otočného ramene	1,5213	rad
α_{\min}	minimální úhel natočení otočného ramene	0,8674	rad
β	úhel polohy přitlačného válce	0,744	rad
δ	úhel mezi ramenem a uložením mechanismu v rameni	0,124	rad
ψ	úhel mezi ramenem a polohou těžiště ramene	0,021	rad
l_{\min}	minimální délka regulačního mechanismu	327,3	mm
l_{\max}	maximální délka regulačního mechanismu	402,3	mm
r	délka ramene	321,1	mm
r_p	vzdálenost uložení mechanismu v rameni od osy ramene	120,9	mm
x	horizontální vzdálenost uložení mechanismu v rámu od osy ramene	346	mm
y	vertikální vzdálenost uložení mechanismu v rámu od osy ramene	68,7	mm
t	vzdálenost těžiště ramene od osy ramene	266	mm
d_{pv}	průměr přitlačného válce	30	mm
d_d	průměr dutinky	47,5	mm
h	šířka cívký	224	mm
t_{vpmin}	vzdálenost těžiště pneumatického válce od uložení v rámu bez vysunutí	132,5	mm
t_{vpmax}	vzdálenost těžiště pneumatického válce od uložení v rámu při max. vysunutí	154	mm
t_{nv}	vzdálenost těžiště nástavce od uložení v rameni	66	mm
m_d	hmotnost dutinky	110	g
m	hmotnost ramene	19540	g
m_{pv}	váha pneumatického válce	828	g
m_{nv}	váha nástavce válce	42	g
m_{ur}	váha součástí uložení v rameni	260	g
k_p	tuhost vratné pružiny pneumatického válce	0,305	N/mm
$F_{pružP}$	síla předpětí pružiny	37,4	N
d_v	vnitřní průměr pneumatického válce	32	mm

Vypočítané veličiny

Symbol	Název	Jednotka
F_{gz}	gravitační síla závaží pro zkoušení tenzometrů	N
T_L	korekční součinitel pro levý tenzometr	N/V
T_P	korekční součinitel pro pravý tenzometr	N/V
α	úhel natočení otočného ramene	rad
α_p	procentuální natočení otočného ramene	-
γ	úhel přítláčné síly působící na cívku	rad
ε	úhel síly pneumatického válce působící na rameno	rad
ε_1	pomocný úhel pro výpočet úhlu ε	rad
ε_2	pomocný úhel pro výpočet úhlu ε	rad
l	celková délka regulačního mechanismu	mm
r_{px}	horizontální průmět délky r_p	mm
r_{py}	vertikální průmět délky r_p	mm
c	vzdálenost mezi osou přítláčného válce a osou cívky	mm
c_r	poloměr cívky	mm
ρ	hustota navinovaného materiálu	g/cm ³
m_c	hmotnost navinutého materiálu	g
$f(\alpha_p)$	funkce průběhu přítláčné síly v závislosti na úhlu natočení ramene	-
$F_{pruž}$	síla pružiny	N
F_g	gravitační síla ramene	N
F_{gp}	část gravitační síly regulačního mechanismu působící na rameno	N
F_{gc}	gravitační síla cívky a dutinky	N
F_r	přítláčná síla bez kompenzace	N
F_p	přítláčná síla	N
F_{pp}	počáteční přítláčná síla	N
F_a	akční síla pneumatického válce	N
F_{pv}	síla způsobená tlakem v pneumatickém válci	N
p_v	tlak v pneumatickém válci	MPa

1 Úvod

Práce se zabývá návrhem a řešením co možná nejlepšího systému pro regulaci přítlaču na daném navíjecím stroji, viz obr. 1. Jedná se o speciálně upravený laboratorní stroj, navržený systém je tedy použitelný pouze pro jeden existující stroj. Účel tohoto stroje je především tvorba návinů s různými vlastnostmi, které pak budou podléhat dalšímu testování. Navržený mechanismus tak bude umožňovat přesně řídit přítlačnou sílu, na které značně závisí kvalita návinu.

Stroj byl původně navržen a používán na navíjení svazků skleněných vláken, tzv. rovingů. Při navíjení rovingů nebylo třeba přítlačnou sílu nijak aktivně regulovat. Stačí tedy, že je síla pasivně zajištěna gravitační silou ramene. Stroj byl následně upraven tak, že nyní umožňuje navíjení více druhů materiálů, což vyžaduje značnou univerzálnost stroje.

Navíjecí stroje, které se běžně používají ve velkovýrobě, nedisponují takto univerzálními systémy, jelikož se většinou používají pouze pro navíjení jednoho typu materiálu.

Navíjená cívka je nasazena na klopném rameni, které mění úhel natočení s tím, jak na cívku přibývá příze. Přítlačný válec, o který se cívka opírá, se volně otáčí a jeho osa je spojena s rámem, poloha přítlačného válce se tedy nijak nemění. Na uložení přítlačného válce jsou nainstalovány tenzometry a zároveň je možné snímat polohu ramene pomocí snímače úhlu natočení.

Před vytvořením systému pro regulaci byl přítlak na cívku příliš velký a nebylo možné ho nijak regulovat, cílem tedy bylo vytvoření systému, jenž sám v průběhu navíjení dokáže spolehlivě snižovat sílu, kterou cívka působí na přítlačný válec.



Obr. 1: Navíjecí stroj

2 Teorie soukání

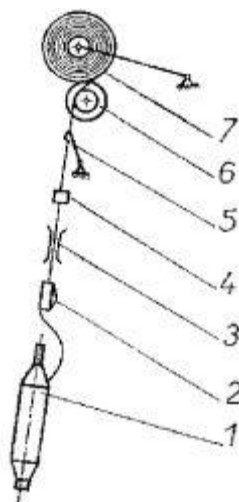
Ing. Rozbořilová konstatovala [1], že cílem soukání je převinout nit z tělesa s nevhodným tvarem na cívku s požadovaným tvarem, tvrdostí návínu a velikostí za účelem dalšího použití. Při soukání je možné z niti odstraňovat tlustá a tenká místa a zbavit nit nečistot.

Na obr. 2 je znázorněno, jak se při soukání vede nit z předlohy (1) rušičem balónu (2), brzdíčkou (3), čističem (4), niťovou zarážkou (5) a pomocí rozváděcího zařízení (6) je nit rozváděna a následně navíjena na cívku (7).

Nit se při soukání navíjí na válcovou nebo kuželovou dutinku, která může být kovová, plastová, papírová nebo dřevěná. Pokud se nit po vinutí barví, je možné použít perforované nebo drátěné dutinky.

Návín cívky je tvořen tím, že se cívka otáčí a nit se rozvádí ve směru osy cívky střídavě od jednoho okraje k okraji druhému. Nit se tak na cívku navíjí ve šroubovici. Pokud je rozvádění pomalé, vznikne na cívce takzvané rovnoběžné vinutí. Takto navinuté cívky musí být opatřeny krajovými kotouči a v dnešní době se příliš nepoužívají, jelikož je třeba cívku při odvíjení niti otáčet. Rychlým rozváděním nitě podél osy cívky pak vznikne takzvané křížové vinutí, díky kterému má cívka dobrou soudržnost a tak nemusí být opatřena krajovými kotouči.

V našem případě je nit vedena z předlohy skrz brzdíčku rovnou do rozváděcího zařízení a dále na cívku. Cívka i dutinka jsou válcové.



Obr. 2: Schéma soukacího stroje

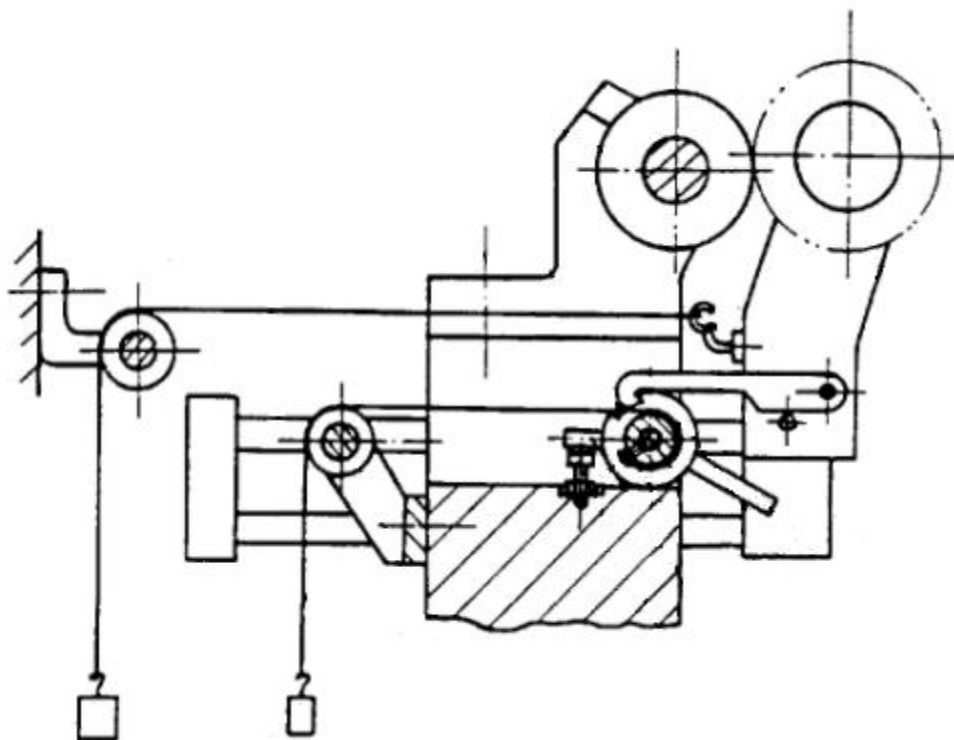
3 Existující provedení přítlačných mechanismů

Za účelem rešerše byly použity patenty přítlačných mechanismů dostupné na webu Espacenet a také přítlačné mechanismy, které se nacházejí v univerzitních laboratořích.

3.1 Provedení přítlačných mechanismů dle patentů

Přítlačný mechanismus se dvěma kontakty pro navíjení

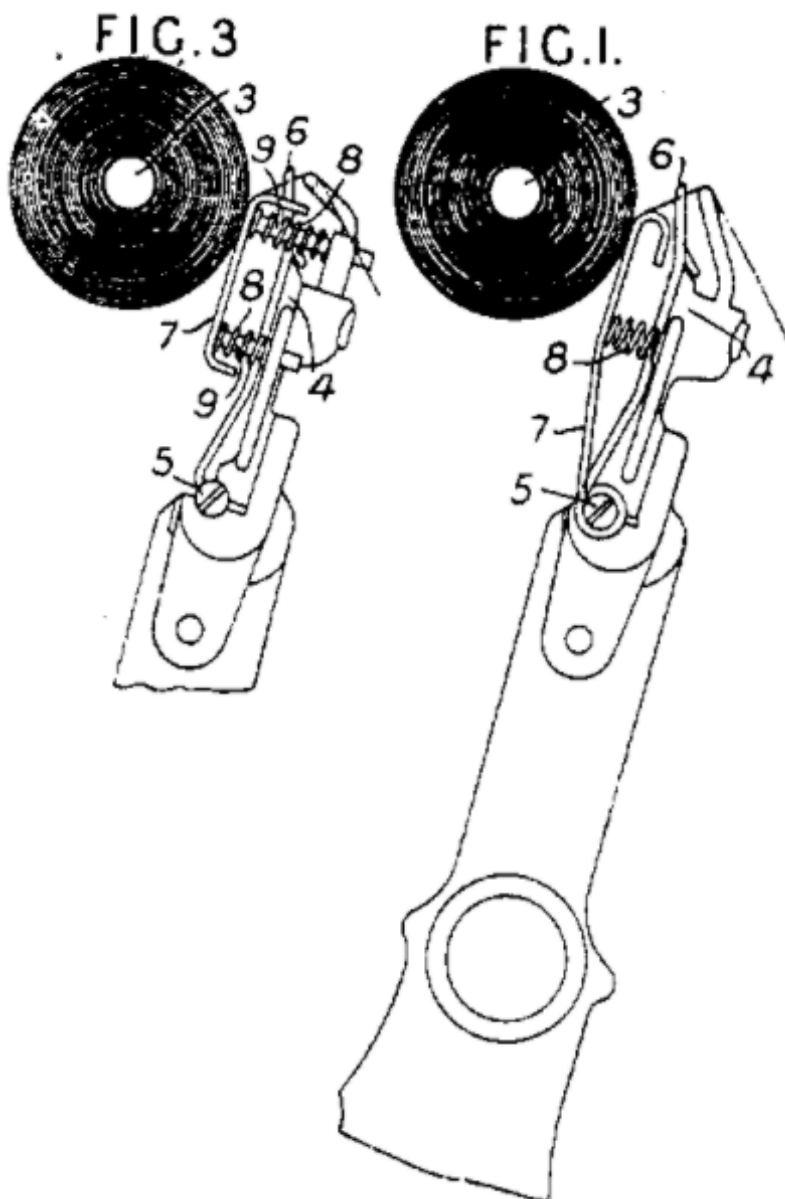
V patentu [2] je vyobrazeno schéma přítlačného mechanismu s dvěma kontakty, viz obr. 3. Tento mechanismus obsahuje třecí válec, nosný rám třecího válce a nosný rám cívky. Nosný rám třecího válce a nosný rám cívky jsou polohovány pomocí vodicích kolejniček a provádějí odpovídající posuvný paralelní pohyb. Na nosný rám cívky je zavěšeno závaží. Závaží pak zapříčiňuje vzájemné přítlačování třecího válce a cívky.



Obr. 3: Přítlačný mechanismus se dvěma kontakty

Přítlačný mechanismus s pružinami

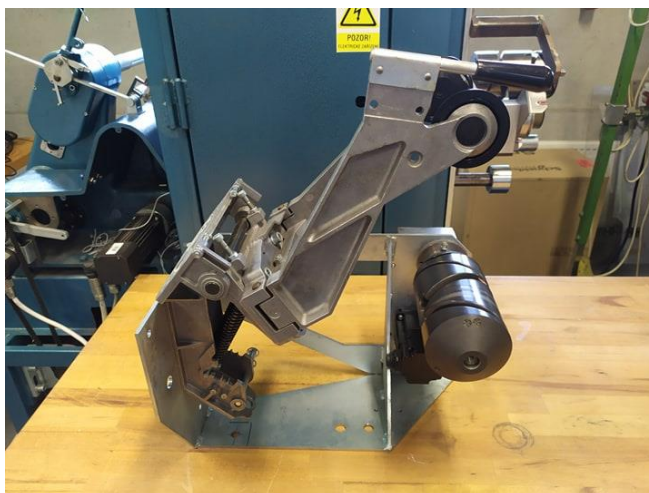
Z patentu [3] byl převzat obr. 4, na kterém je znázorněn stroj pro navíjení příze, který má vedení příze nesené rámem s protizávažím a tlačené tak směrem k vřetenu cívky. Před vodičkem (6) umístěna přítlačná deska (7), podepřená na dvou pružinách (8) tak, aby tlačila na cívku (3). Deska (7) je otočná na vratném vřetenu (5), které nese vedení (6). V modifikaci je deska (7) pohyblivá a je vedena čepy (9) na konzole (4).



Obr. 4: Přítlak na cívku pomocí pružin

3.2 Provedení přitlačných mechanismů dle strojů dostupných v univerzitní laboratoři

Na obr. 5 je vyfocen přitlačný mechanismus, který využívá pružinu pro vytvoření přitlačné síly. Velikost přitlačné síly je možné změnit přestavením polohy pružiny. Jedná se o mechanismus dvoupolohový, rameno s cívkou má tedy dvě stabilní polohy, a to když je rameno úplně sklopené nebo vyklopené.



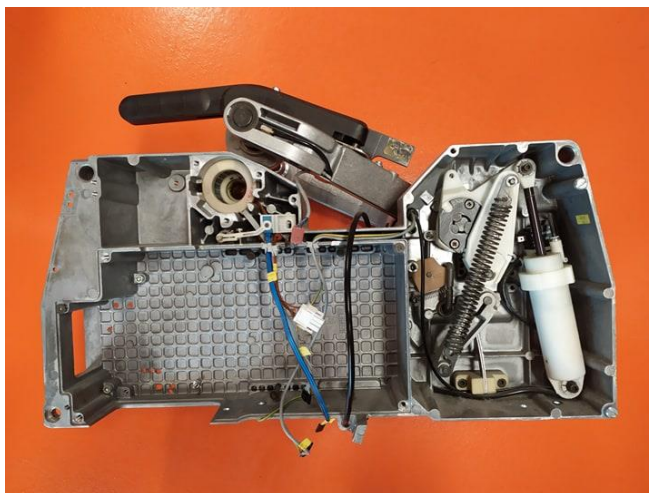
Obr. 5: Přitlačný mechanismus s pružinou

Další mechanismus, viz obr. 6, je pouze jednopolohový a k vyvíjení přitlačné síly používá pneumatické tlumiče. Rameno je ve stabilní poloze, když je sklopené a tlumiče jsou tak zasunuté.



Obr. 6: Přitlačný mechanismus s tlumiči

Třetí mechanismus, viz obr. 7, využívá kombinaci pružiny a pneumatického pístu pro regulaci přítlačné síly působící na cívku. Opět jde o mechanismus dvoupolohový se stabilními polohami v krajních polohách natočení ramene nesoucího cívku.



Obr. 7: Přítlačný mechanismus s pružinou a tlumičem

4 Cíl práce

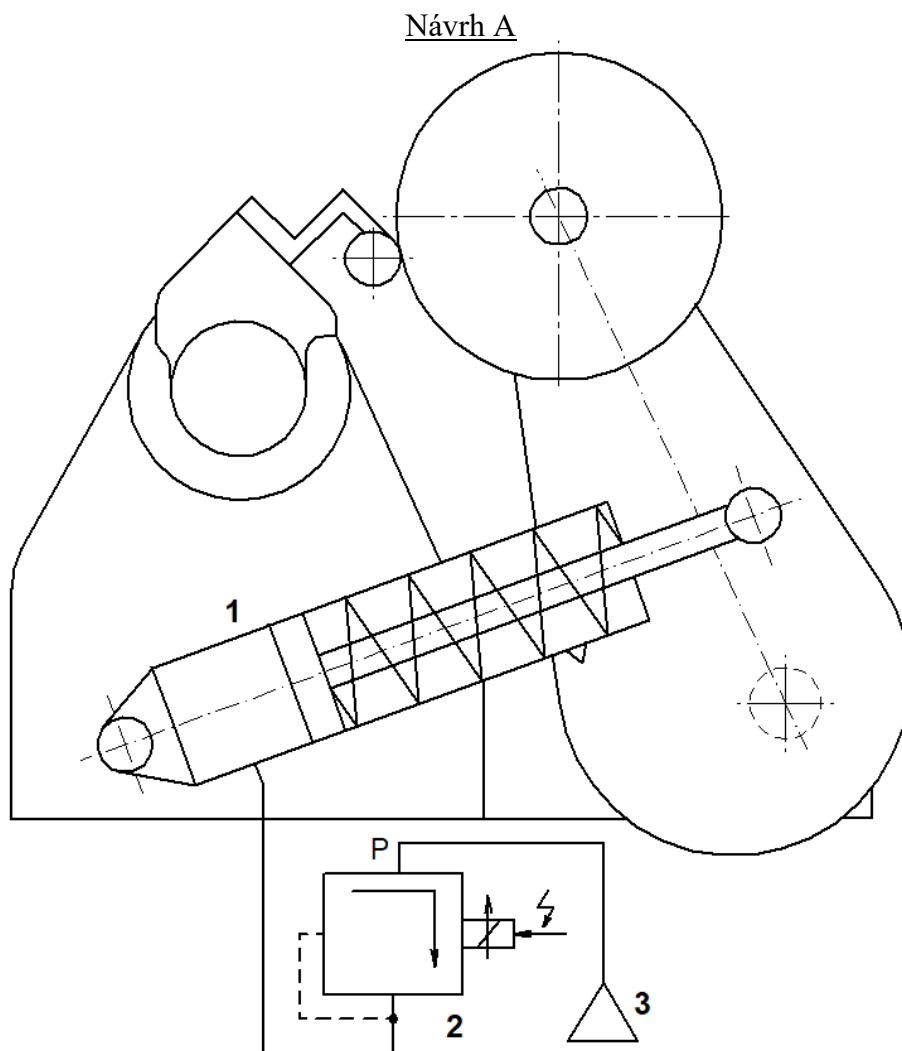
Cílem práce je vytvoření systému, který bude spolehlivě regulovat přítlačnou sílu, jenž působí na navíjenou cívku. Příliš vysoká přítlačná síla zapříčiňuje rozválcování návinu. Bylo řečeno [4], že nedostatečně velká přítlačná síla pak může způsobit prokluz materiálu a nesoudržnost návinu. Oba tyto jevy je tedy zapotřebí eliminovat správnou regulací přítlačné síly. Hodnota této síly je samozřejmě pro každý materiál rozdílná, od vytvořeného regulačního systému se tedy vyžaduje, aby byl značně univerzální a zajišťoval tak správnou velikost přítlačné síly pro různé materiály.

Od systému se vyžaduje, aby jeho konstrukce byla co nejjednodušší, náklady na zhotovení co nejnižší a funkce co nejspolehlivější a nejpřesnější. Jelikož je zapotřebí sílu regulovat v průběhu navíjení, je nutné, aby byl mechanismus ovládán elektronicky. K tomu je zapotřebí vytvořit ovládací program, pomocí kterého bude připojený řídicí systém přímo ovládat přítlačnou sílu. Tento program není cílem této bakalářské práce, konečným výstupem je tedy zkompletovaný mechanismus s příslušnými výpočty a výrobními výkresy.

5 Návrh mechanismu

Tato kapitola se zabývá popisem možných řešení mechanismu pro regulaci přítlačné síly a následným vyhodnocením nejvhodnějšího řešení.

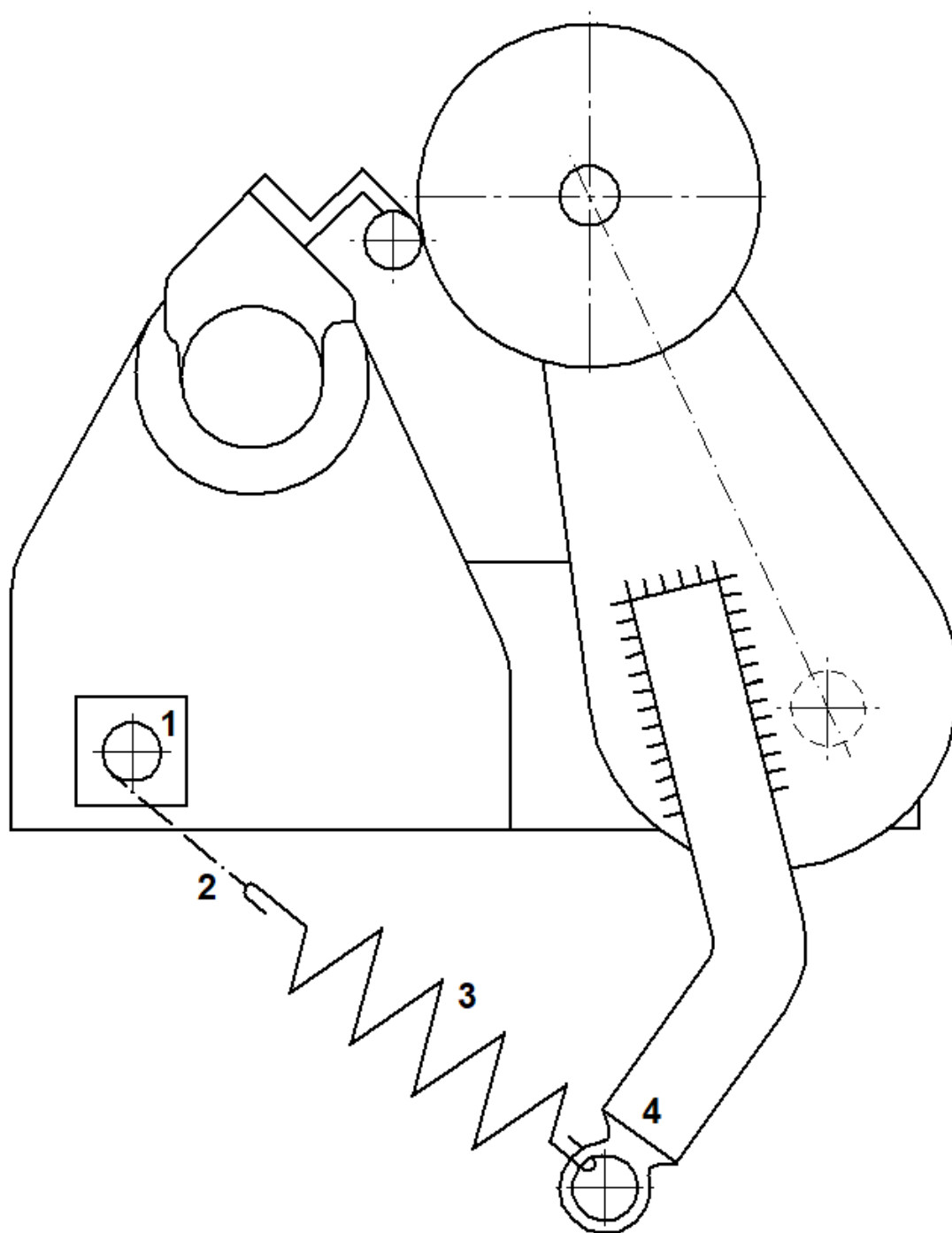
5.1 Konstrukční provedení mechanismu



Obr. 8: Návrh A

Tento mechanismus, viz obr. 8, využívá jednočinný pneumatický válec (1) k regulaci přítlačné síly na cívku. Akční síla vyvozená pneumatickým válcem závisí na tlaku uvnitř válce, který je regulován proporčním redukčním ventilem (2), jenž je připojen na zdroj tlakového vzduchu (3). Pneumatický válec je uložen otočně a to jak v rámu, tak i v rameni. Tato varianta by mohla umožňovat i zvýšení přítlačné síly, muselo by se však jednat o dvojčinný pneumatický válec.

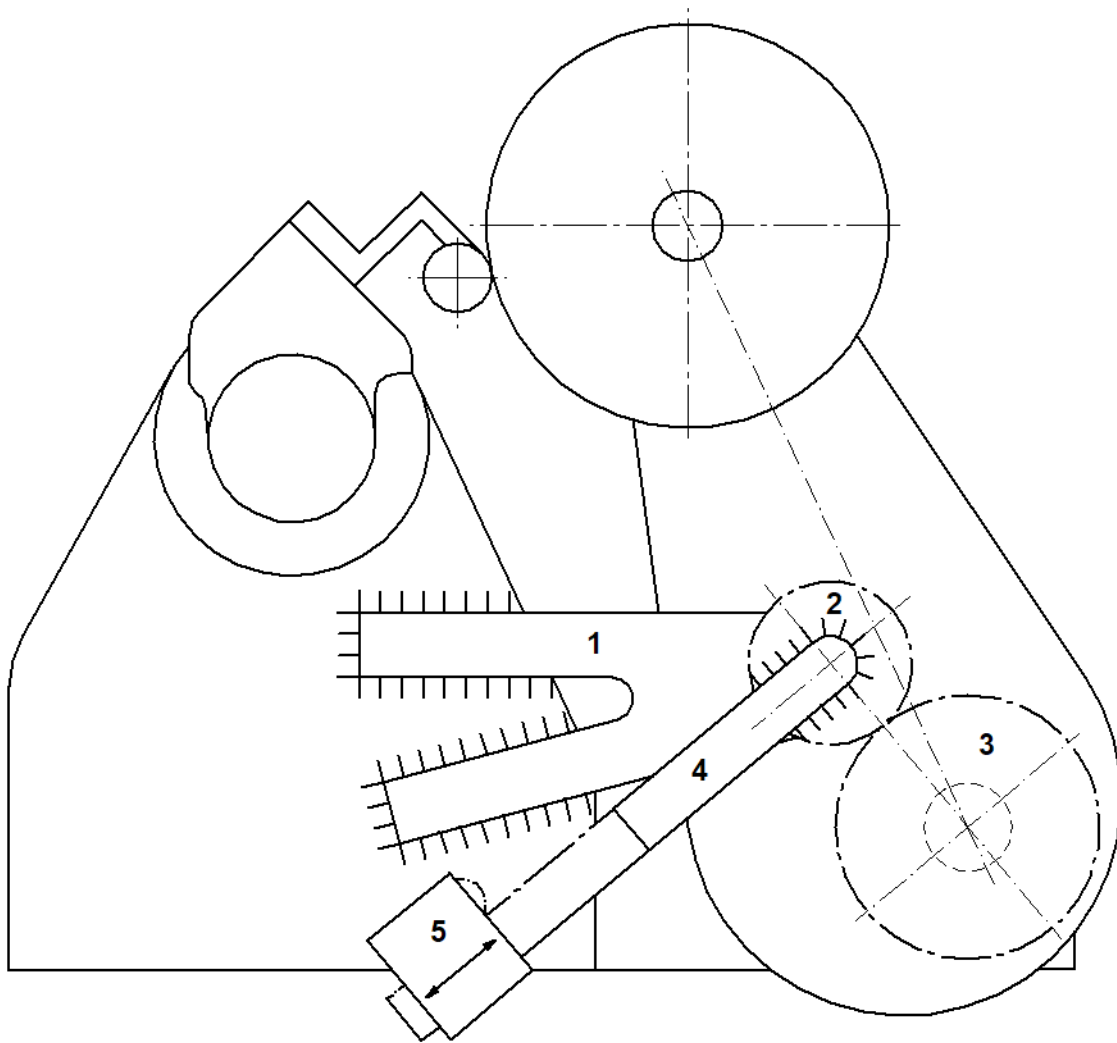
Návrh B



Obr. 9: Návrh B

V tomto návrhu, viz obr. 9, je hlavní akční člen pevně uchycen k rámu stroje. Jedná se o krokový motor (1), jenž navíjí lanko (2). Lanko tak vyvozuje sílu na tažnou pružinu (3), jejíž druhý konec je uchycen na „opačném rameni“ (4), které je pevně spojeno s ramenem nesoucím navíjenou cívku.

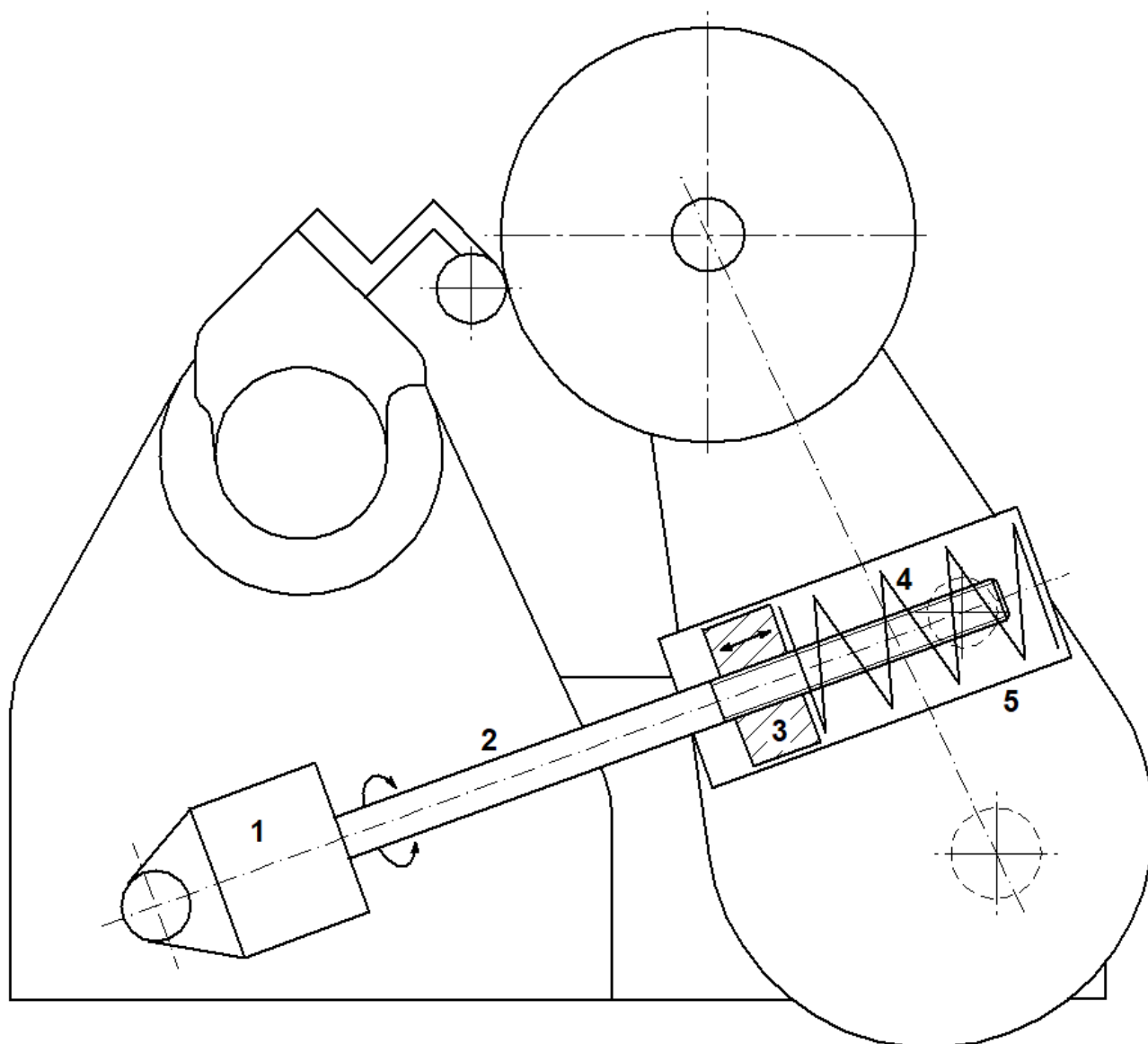
Návrh C



Obr. 10: Návrh C

V této variantě mechanismu, viz obr. 10, je s rámem pevně spojená konzola (1), na které je otočně uloženo menší ozubené kolo (2), jenž je v záběru s větším ozubeným kolem (3) a zároveň je k němu pevně uchyceno klopné rameno se závažím (4). Po klopném rameni se pomocí ozubeného hřebene a spoluzabírajícího ozubeného kola pohybuje krokový motor se závažím (5). Větší ozubené kolo je pevně uchyceno k rameni s navíjenou cívkou. Při zvětšování průměru cívky se tedy společně s ramenem naklápí i větší ozubené kolo. Tím je zapříčiněno náležité pootočení menšího ozubeného kola a tak i poklesnutí ramene se závažím. Znamená to tedy, že čím je poloměr navinutého materiálu větší, tím menší je rameno, na kterém působí gravitační síla závaží. Přesnější hodnoty přitlačné síly se pak dosáhne posuvem závaží po rameni.

Návrh D



Obr. 11: Návrh D

Na obr. 11 je vyobrazen mechanismus, kde je v rámu stroje otočně uložen krokový motor (1). Motor otáčí pohybovým šroubem (2) a tím pohybuje tlačnou maticí (3), která tak vyvozuje sílu na tlačnou pružinu (4). Ta dále tlačí na pouzdro (5), jenž je otočně uložené v rameni nesoucím cívku. Tato varianta také může umožňovat zvýšení přitlaku na cívku a to pouze po drobné úpravě – zakomponování druhé tlačné pružiny na druhou stranu tlačného tělesa. Při opačném chodu motoru by se tak přitlak ještě zvyšoval.

5.2 Vyhodnocení nejvhodnější varianty mechanismu

Po návržení mechanismů je zapotřebí vybrat ten nejvhodnější. Ideálně by měl mechanismus být co nejlevnější, nejpresnější, nejspolehlivější a mít co nejmenší nároky na údržbu. Za tímto účelem byla vytvořena tabulka, ve které jsou jednotlivé varianty mechanismu porovnány mezi sebou, viz tab. 1. Varianty jsou hodnoceny od 1 do 4, kde 1 znamená, že daná varianta je v konkrétní kategorii nejlepší, pro ohodnocení 4 pak platí pravý opak.

Varianta	A	B	C	D
Cena	2	1	4	3
Velikost	1	4	3	2
Náročnost montáže	1	3	4	2
Počet částí	2	1	4	3
Údržba mechanismu	2	1	4	3
Náročnost regulace	2	1	4	3
Možnost zvýšení přitlaku	+/-	-	-	+

Tab. 1: Hodnocení variant návrhů

V cenové kategorii jasně vede varianta B, kde je nejdražší komponent krokový motor. Ten je zakomponován i ve variantách C a D, ve kterých jsou ovšem ještě další součásti, které je třeba vyrobít s poměrně vysokou přesností, čímž se samozřejmě zvýší celková cena. Nejdražší komponent ve variantě A je proporcionální redukční ventil. Ten je ale ve škole k dispozici, celková cena mechanismu se tak sníží zhruba na třetinu. Jedná se o ventil s označením VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1P a je uveden v katalogu produktů [5].

Velikosti variant A a D jsou velmi podobné. Jedná se o pouhé spojnice dvou bodů, žádné části tedy ze stroje nijak nevyčnívají. Rameno se závažím ve variantě C taktéž ze stroje nijak nevyčnívá, celý mechanismus je ale ovšem znatelně větší. Pro variantu B není při současném stavu stroje dostatek místa na to, aby byl mechanismus orientován tak, jak je znázorněno na skice. Rameno s pružinou by muselo vyčnívat do boku, což by značně přesahovalo pomyslný box celého stroje.

Varianty A a D jsou z hlediska montáže opět podobné, přičemž sestavení mechanismu varianty D je lehce náročnější. Největší překážka při montáži je tak uložení mechanismů v rameni, kde je zapotřebí zhotovit díry se závity. Montáž variant B a C je značně náročnější, jelikož je zapotřebí části mechanismů pevně uchytit k daným částem stroje, ať už svarovým či šroubovým spojem.

Počet částí mechanismu a údržba spolu poměrně úzce souvisí. Mechanismus varianty B se skládá z malého počtu součástí a je třeba se starat pouze o elektromotor. Ve variantě C a D pak přibývají další

součástí a potřeba mazání dalších částí mechanismů, ať už závitů, či ozubeného převodu. Ve variantě A je pak třeba se starat o pneumatický válec a ventily.

Výpočty varianty A, B a D jsou si navzájem podobné a poměrně jednoduché. Ve variantě C pak přibývá výpočet ozubení.

Zvýšení přítlačné síly umožňuje varianta D po přidání další tlačné pružiny do mechanismu a varianta A, která by ovšem vyžadovala dvojčinný pneumatický válec, čímž by se zvýšila cena mechanismu. Varianty B a C pak zvýšení přítlaku neumožňují vůbec.

Na základě uvedených skutečností byla vyhodnocena varianta A jako nejvhodnější. Hlavními důvody jsou kompaktnost mechanismu, jednoduchost ovládání a montáže, nízké nároky na údržbu a poměrně nízká pořizovací cena.

6 Zkoušení tenzometrů

Celý mechanismus je zapotřebí řídit pomocí řídicího systému, který vyžaduje vstup v reálném čase. K tomu je možné využít buď tenzometry, které jsou nainstalovány na uložení přítlačného válce, viz obr. 12, nebo snímač úhlu natočení, jenž umožňuje snímat polohu ramene nesoucího cívku. Pro řízení kompenzace přítlaku je tedy třeba znát momentální přítlačnou sílu, jenž na cívku působí. Tato část práce je tedy zaměřena na zjištění přesnosti a spolehlivosti tenzometrů.



Obr. 12: Tenzometry na uložení přítlačného válce

6.1 Kalibrace tenzometrů

Tenzometry byly pro ověření demontovány ze stroje, uchyceny ve svěráku, připojeny do měřicí ústředny a zatíženy závažím o známé hmotnosti. Měření bylo provedeno pouze pro jeden úhel působící síly, nebyla tedy zjištěna závislost naměřené síly na jejím úhlu.

Hmotnost závaží $m_z = 2414\text{g}$

Gravitační síla závaží $F_{gz} = m_z * g = 2414 * 9,81 * 10^{-3} = 23,685\text{N}$

Levý tenzometr

Naměřená hodnota po zavěšení závaží

$$L = -0,0722\text{V}$$

Korekční součinitel

$$T_L = \frac{F_{gz}}{L} = \frac{23,685}{-0,0722} = -317\text{N/V}$$

Naměřená hodnota po kalibraci

$$L_n = 23,48\text{N}$$

Pravý tenzometr

Naměřená hodnota po zavěšení závaží

$$P = -0,0708\text{V}$$

Korekční součinitel

$$T_P = \frac{F_{gz}}{P} = \frac{23,685}{-0,0708} = -334\text{N/V}$$

Naměřená hodnota po kalibraci

$$P_n = 23,66\text{N}$$

Po kalibraci byly tenzometry namontovány nazpět na stroj a zatíženy ramenem bez cívky a následně ramenem s částečně navinutou cívkou, která byla k dispozici.

6.2 Měření přítláčné síly bez cívky

Číslo měření	Levý tenzometr [N]	Pravý tenzometr [N]	Součet [N]
1	15,5	50,3	65,8
2	15,2	48,9	64,1
3	15,7	50,6	66,3
4	16,0	51,1	67,1
5	16,5	52,9	69,4
Průměrná hodnota	15,8	50,8	66,5 ± 1,7

Tab. 2: Naměřené hodnoty při měření bez cívky

Z matematických výpočtů, viz stránky 30 ÷ 36, vychází přítláčná síla pro rameno bez cívky $F_r = 106,23\text{N}$

6.3 Měření přítláčné síly s částečně navinutou cívkou

Číslo měření	Levý tenzometr [N]	Pravý tenzometr [N]	Součet [N]
1	44,7	44,5	89,2
2	44,7	43,6	88,3
3	44,6	43,1	87,7
4	44,4	42,8	87,2
5	44,3	42,6	86,9
Průměrná hodnota	44,5	43,3	87,9 ± 0,8

Tab. 3: Naměřené hodnoty při měření s cívkou

Z matematických výpočtů, viz stránky 30 ÷ 36, vychází přítláčná síla pro rameno s cívkou $F_r = 98,13\text{N}$

6.4 Shrnutí zkoušení tenzometrů

Oba tenzometry byly úspěšně zkalibrovány a následně ozkoušeny přímo na stroji. Při měření síly ramene s navinutou cívkou, viz tab. 3, tenzometry naměřily hodnoty poměrně blízké hodnotám vypočítaným, přičemž maximální odchylka je zhruba 12%. Když byla měřena síla způsobená prázdným ramenem bez cívky, viz tab. 2, naměřené hodnoty byly velmi rozdílné od hodnot vypočítaných. Odchylka naměřené síly od síly vypočítané při tomto měření pak je zhruba 40%.

Takto značné odchylky při měření vznikly hlavně kvůli měnícímu se úhlu, pod kterým působí přitlačná síla na přitlačný válec. Zvětšováním průměru cívky se tento úhel mění a tenzometr tak neměří skutečnou velikost síly. Pro přesné měření by bylo třeba zjistit charakteristiku tenzometru v závislosti na úhlu natočení ramene.

Takto velká nepřesnost je nepřijatelná, je tedy zapotřebí využívat jiný zdroj dat, který bude řídicí systém dále zpracovávat. Jelikož je na stroji k dispozici snímač úhlu natočení ramene, lze tak celý systém ovládat pouze v závislosti na natočení ramene. Pro přesné řízení přitlačné síly pomocí snímače úhlu natočení je třeba znát přesnou váhu cívky v závislosti na hustotě materiálu a typu návínu. Řízení by tedy bylo jednodušší za použití tenzometrů, což by ovšem vyžadovalo velmi důkladné měření a kalibraci.

7 Výpočty

Číselné hodnoty známých konstantních veličin použitých ve výpočtech byly zjištěny následovně.

Převzato z dostupných CAD modelů:

α_{\max} - maximální úhel natočení otočného ramene

α_{\min} - minimální úhel natočení otočného ramene

β - úhel polohy přítlačného válce

δ - úhel mezi ramenem a uložením mechanismu v rameni

ψ - úhel mezi ramenem a polohou těžiště ramene

l_{\min} - minimální délka regulačního mechanismu

l_{\max} - maximální délka regulačního mechanismu

r - délka ramene

r_p - vzdálenost uložení mechanismu v rameni od osy ramene

x - horizontální vzdálenost uložení mechanismu v rámu od osy ramene

y - vertikální vzdálenost uložení mechanismu v rámu od osy ramene

t - vzdálenost těžiště ramene od osy ramene

d_{pv} - průměr přítlačného válce

t_{nv} - vzdálenost těžiště nástavce od uložení v rameni

m - hmotnost ramene

Změřeno:

d_d - průměr dutinky

h - šířka cívky

$t_{vp\min}$ - vzdálenost těžiště pneumatického válce od uložení v rámu bez vysunutí

$t_{vp\max}$ - vzdálenost těžiště pneumatického válce od uložení v rámu při max. vysunutí

m_d - hmotnost dutinky

m_{pv} - váha pneumatického válce

m_{nv} - váha nástavce válce

m_{ur} - váha součástí uložení v rameni

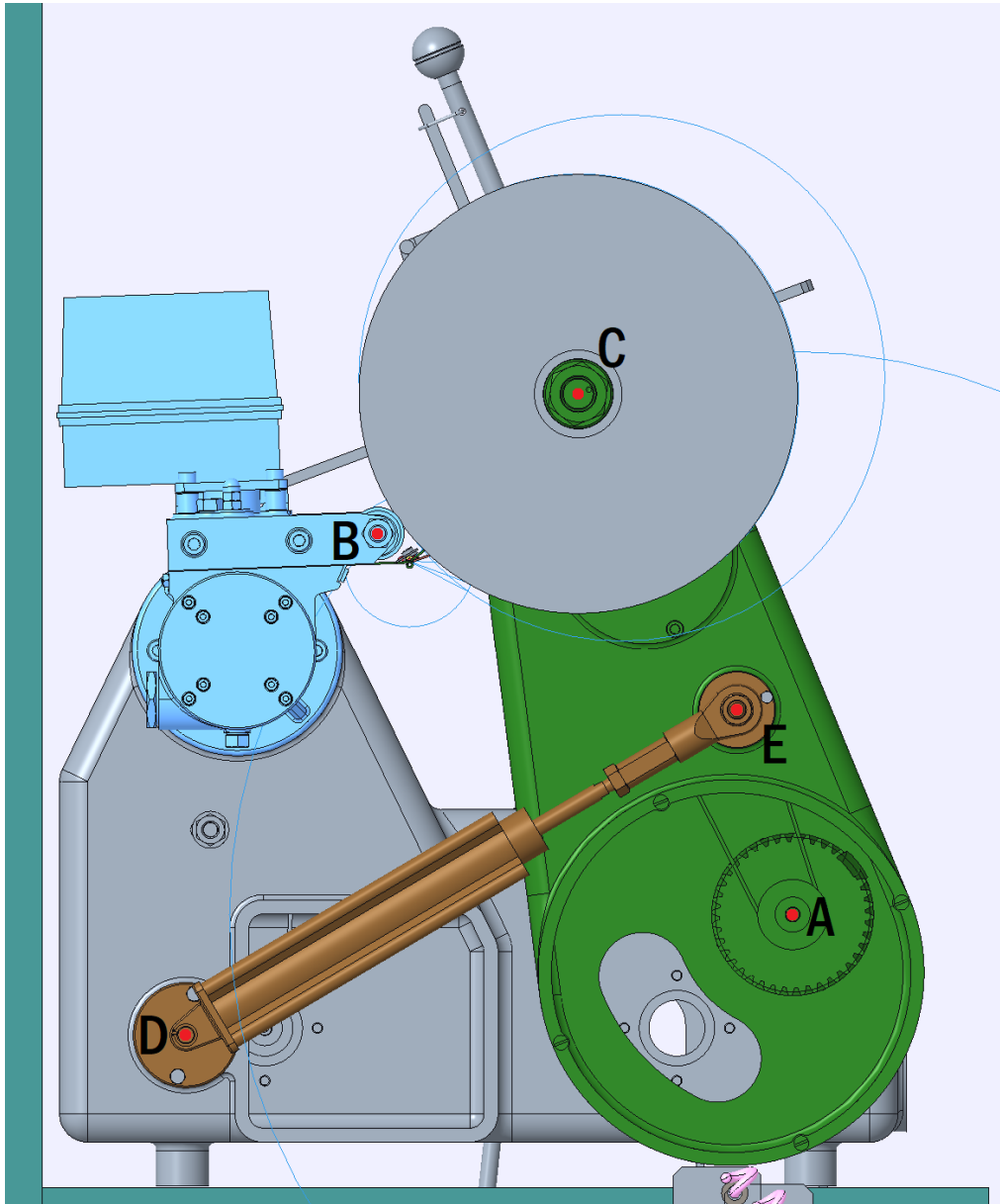
k_p - tuhost vratné pružiny pneumatického válce

$F_{pružP}$ - síla předpětí pružiny

Zvoleno:

d_v - vnitřní průměr pneumatického válce

7.1 Definice geometrie stroje



Obr. 13: Definice geometrie stroje

Body důležité pro výpočet jsou vyznačeny v obr. 13.

Bod A – osa rotace ramene nesoucího cívku

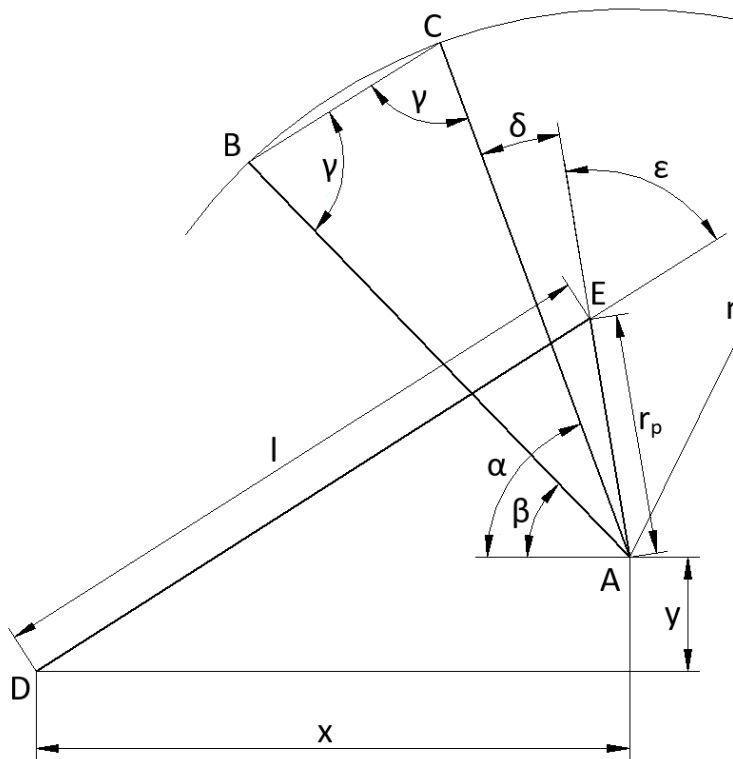
Bod B – osa přítláčného válce

Bod C – osa cívky

Bod D – uložení mechanismu v rámu

Bod E – uložení mechanismu v rameni

7.2 Výpočet geometrie stroje



$$\beta = 42,6^\circ (= 0,744\text{rad})$$

$$\delta = 7,1^\circ (= 0,124\text{rad})$$

$$r_p = 120,9\text{mm}$$

$$r = 321,1\text{mm}$$

$$x = 346\text{mm}$$

$$y = 68,7\text{mm}$$

Obr. 14: Pomocný obr. k výpočtům 1

K výpočtům byly použity obr. 14, 15 a 16.

$$\gamma = \frac{180 - (\alpha - \beta)}{2} \quad (= \frac{\pi - (\alpha - \beta)}{2})$$

$$r_{py} = r_p * \sin(\alpha + \delta)$$

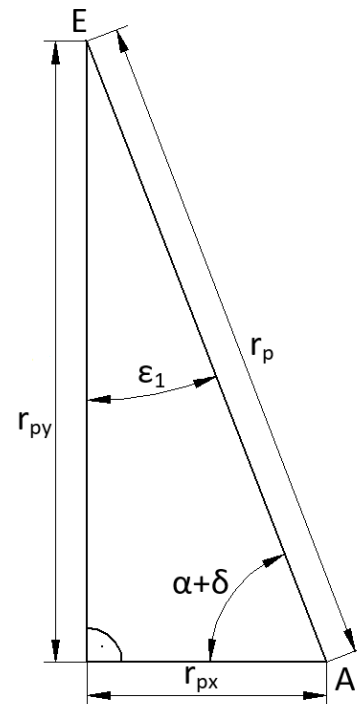
$$r_{px} = r_p * \cos(\alpha + \delta)$$

$$\varepsilon_1 = 90 - (\alpha + \delta) \quad (= \frac{\pi}{2} - (\alpha + \delta))$$

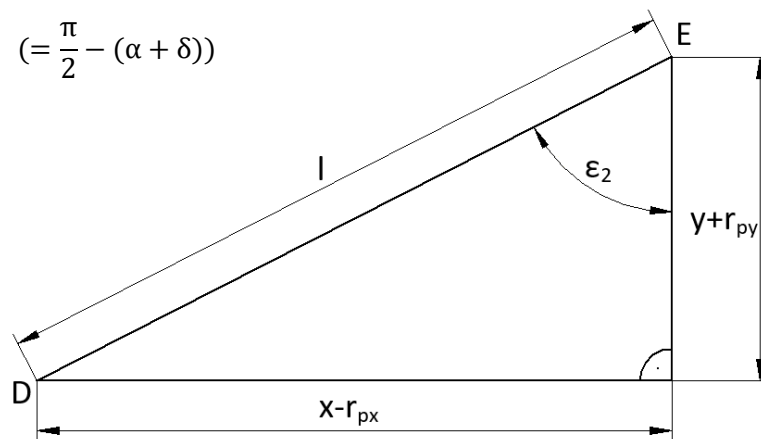
$$\varepsilon_2 = \arctan \frac{x - r_{px}}{y + r_{py}}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$$

$$l = \frac{x - r_{px}}{\sin \varepsilon_2}$$



Obr. 15: Pomocný obr. k výpočtům 2



Obr. 16: Pomocný obr. k výpočtům 3

7.3 Výpočet hmotnosti navinutého materiálu v závislosti na úhlu ramene

hustota navinovaného materiálu

$$\rho = 0,686\text{g/cm}^3$$

šířka cívky

$$h = 224\text{mm}$$

průměr přítláčného válce

$$d_{pv} = 30\text{mm}$$

průměr dutinky

$$d_d = 47,5\text{mm}$$

K výpočtům byl použit obr. 17.

Vzdálenost osou přítláčného válce a osou cívky

$$\frac{c}{2} = r * \sin\left(\frac{\alpha - \beta}{2}\right) \Rightarrow c = 2 * r * \sin\left(\frac{\alpha - \beta}{2}\right)$$

Poloměr cívky

$$c_r = c - \frac{d_{pv}}{2}$$

Plocha mezikruží navinutého materiálu

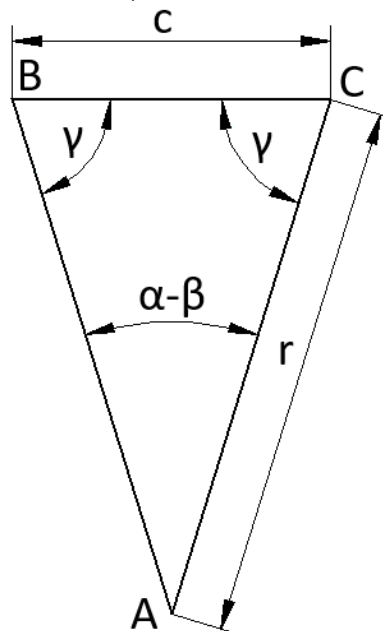
$$S = \frac{\pi * (4 * c_r^2 - d_d^2)}{4}$$

Hmotnost navinutého materiálu

$$m_c = S * \rho * h$$

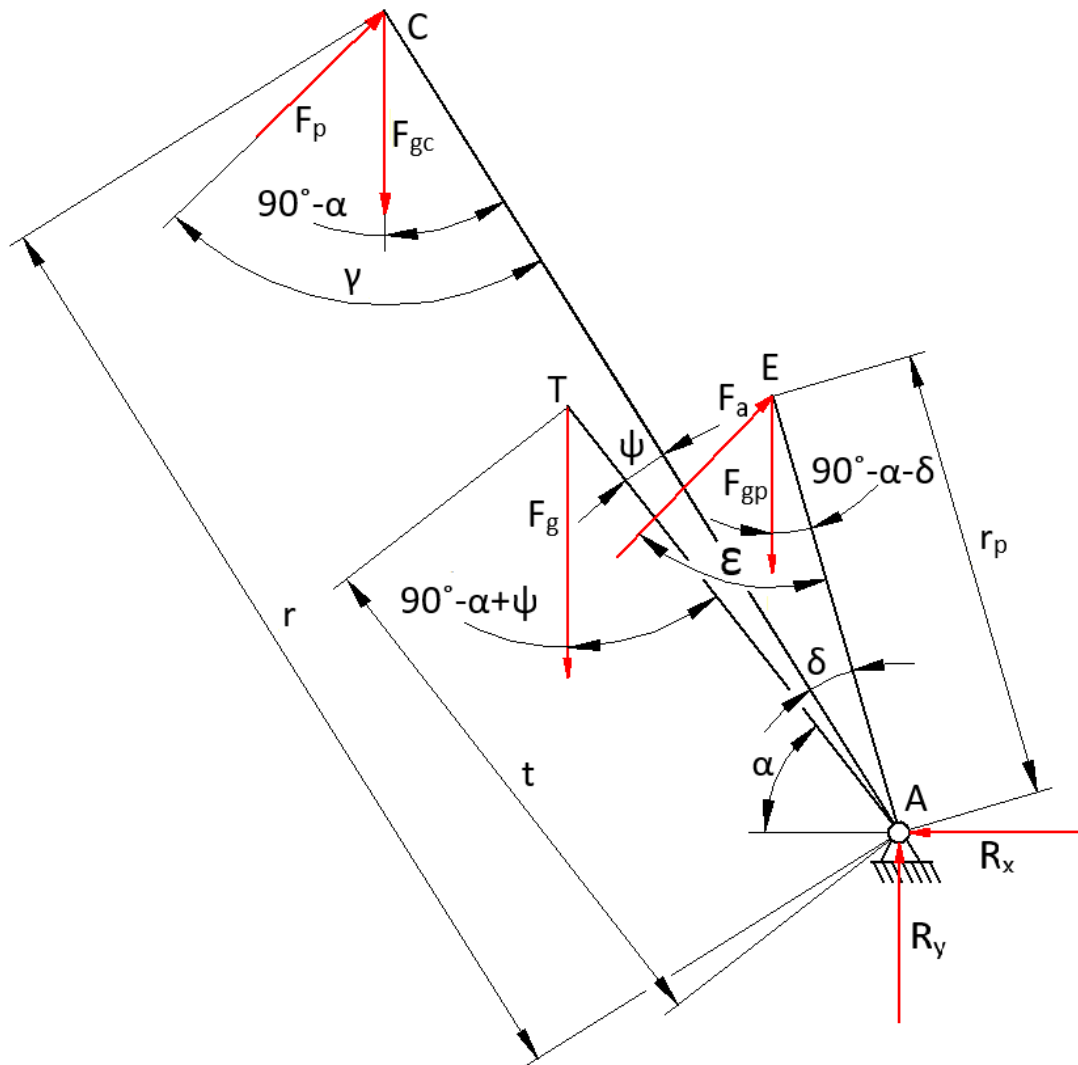
$$m_c = \frac{\pi * \left(4 * \left(2 * r * \sin\left(\frac{\alpha - \beta}{2}\right) - \frac{d_{pv}}{2}\right)^2 - d_d^2\right)}{4} * \rho * h$$

$$m_c = \frac{\pi * (4 * (2 * 321,1 * \sin\left(\frac{\alpha - 42,6^\circ}{2}\right) - \frac{30}{2})^2 - 47,5^2)}{4} * 0,686 * 224 * 10^{-3}$$



Obr. 17: Pomocný obr. k výpočtům 4

7.4 Momentová rovnováha ramene



Obr. 18: Momentová rovnováha ramene

vzdálenost těžiště ramene od osy ramene

$$t = 266\text{mm}$$

úhel mezi ramenem a polohou těžiště ramene

$$\psi = 1,17^\circ (= 0,02042\text{rad})$$

hmotnost ramene

$$m = 19540\text{g}$$

hmotnost dutinky

$$m_d = 110\text{g}$$

K výpočtům byl použit obr. 18.

7.5 Výpočet části gravitační síly regulačního mechanismu působící na rameno

vzdálenost těžiště pneumatického válce od uložení v rámu při max. vysunutí	$t_{pvmax} = 154\text{mm}$
vzdálenost těžiště pneumatického válce od uložení v rámu bez vysunutí	$t_{pvmin} = 132,5\text{mm}$
maximální délka regulačního mechanismu	$l_{max} = 402,3\text{mm}$
minimální délka regulačního mechanismu	$l_{min} = 327,3\text{mm}$
váha pneumatického válce	$m_{pv} = 828\text{g}$
vzdálenost těžiště nástavce válce od uložení v rameni	$t_{nv} = 66\text{mm}$
váha nástavce válce	$m_{nv} = 42\text{g}$
váha součástí uložení v rameni	$m_{ur} = 260\text{g}$

Gravitační síla regulačního mechanismu působící na rameno

$$F_{gp} = g * \left(m_{ur} + \frac{m_{pv} * \left(\frac{(l - l_{min}) * (t_{pvmax} - t_{pvmin})}{l_{max} - l_{min}} + t_{pvmin} \right) + m_{nv} * (l - t_{nv})}{l} \right)$$

$$F_{gp} = 9,81 * \left(0,26 + \frac{0,828 * 150 + 0,042 * (l - 66)}{l} \right)$$

7.6 Závislost přítláčné síly na funkci úhlu natočení ramene

minimální úhel natočení ramene	$\alpha_{min} = 0,8674\text{rad}$
maximální úhel natočení ramene	$\alpha_{max} = 1,5213\text{rad}$
funkce průběhu přítláčné síly – volí se	podmínka $0 \leq f(\alpha_p) \leq 1$
počáteční přítláčná síla – volí se	F_{pp}

Procentuální úhel natočení ramene

$$\alpha_p = \frac{\alpha - \alpha_{\min}}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}}$$

$$\alpha_p = \frac{\alpha - \alpha_{\min}}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}} \quad 0 \leq \alpha_p \leq 1$$

Přítlačná síla v závislosti na zvolené funkci průběhu přítlačné síly

$$F_p = F_{pp} - F_{pp} * f(\alpha_p)$$

7.7 Výpočet akční síly pneumatického válce z momentové rovnováhy ramene

Gravitační síla ramene

$$F_g = m * g$$

$$F_g = 19540 * 10^{-3} * 9,81$$

$$F_g = 191,69\text{N}$$

Gravitační síla cívky

$$F_{gc} = g * (m_c + m_d) = 9,81 * (m_c + 0,11)$$

$$F_{gc} = 9,81 * (m_c + 0,11)$$

Síla pneumatického válce z momentové rovnováhy

$$A: F_a * r_p * \sin \varepsilon + F_p * r * \sin \gamma - F_{gc} * r * \sin(90^\circ - \alpha) - F_g * t * \sin(90^\circ - \alpha + \psi) - F_{gp} * r_p * \sin(90^\circ - \alpha - \delta) = 0$$

$$A: F_p * 321,1 * \sin \gamma - F_{gc} * 321,1 * \sin(90^\circ - \alpha) - 191,69 * 266 * \sin(90^\circ - \alpha + 1,17^\circ) - F_{gp} * 120,9 * \sin(90^\circ - \alpha - 7,1^\circ) = 0$$

$$F_a = \frac{-F_p * r * \sin \gamma + F_{gc} * r * \sin(90^\circ - \alpha) + F_g * t * \sin(90^\circ - \alpha + \psi) + F_{gp} * r_p * \sin(90^\circ - \alpha - \delta)}{r_p * \sin \varepsilon}$$

$$F_a = \frac{-F_p * 321,1 * \sin \gamma + F_{gc} * 321 * \sin(90^\circ - \alpha) + 191,69 * 266 * \sin(91,17^\circ - \alpha) + F_{gp} * 120,9 * \sin(82,9^\circ - \alpha)}{120,9 * \sin \varepsilon}$$

7.8 Výpočet nekompenzované přitlačné síly z momentové rovnováhy ramene

Počítáno pro $F_a = 0\text{N} \Rightarrow$ nepočítáno se členy, ve kterých se objevuje F_a

$$A: F_r * r * \sin \gamma - F_{gc} * r * \sin(90^\circ - \alpha) - F_g * t * \sin(90^\circ - \alpha + \psi) - F_{gp} * r_p * \sin(90^\circ - \alpha - \delta) = 0$$

$$F_r = \frac{F_{gc} * r * \sin(90^\circ - \alpha) + F_g * t * \sin(90^\circ - \alpha + \psi) + F_{gp} * r_p * \sin(90^\circ - \alpha - \delta)}{r * \sin \gamma}$$

$$F_r = \frac{F_{gc} * 321,1 * \sin(90^\circ - \alpha) + 191,69 * 266 * \sin(91,17^\circ - \alpha) + F_{gp} * 120,9 * \sin(82,9^\circ - \alpha)}{321,1 * \sin \gamma}$$

Vypočtené hodnoty pro částečně navinutou cívku

$$\alpha = 60,7^\circ$$

$$\gamma = 81^\circ$$

$$m_c = 3300\text{g}$$

$$F_{gc} = 33,45\text{N}$$

$$F_r = 98,1\text{N} \quad (\text{síla } F_r \text{ při měření tenzometrem vyšla } 87,9\text{N})$$

7.9 Výpočet tlaku a sil v pneumatickém válci

tuhost vratné pružiny pneumatického válce

$$k_p = 0,305\text{N/mm}$$

vnitřní průměr pneumatického válce

$$d_v = 32\text{mm}$$

počáteční síla pružiny (při zasunutém pístu)

$$F_{pružP} = 37,4\text{N}$$

Síla pružiny

$$F_{pruž} = k_p * (l - l_{min}) + F_{pružP}$$

$$F_{pruž} = 0,305 * (l - 327,3) + 37,4$$

Síla způsobená tlakem v pneumatickém válci

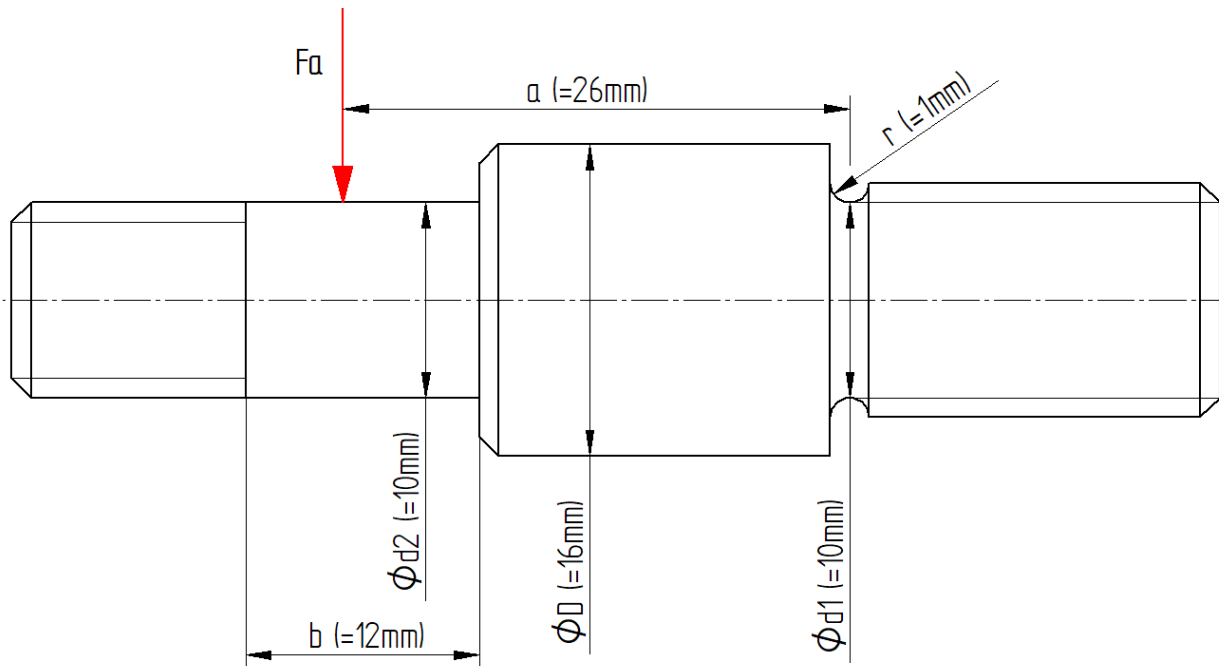
$$F_{pv} = F_a + F_{pruž}$$

Tlak v pneumatickém válci

$$p_v = \frac{4 * F_{pv}}{\pi * d_v^2}$$

$$p_v = \frac{4 * F_{pv}}{\pi * 32^2}$$

7.10 Kontrola kritických míst mechanismu na namáhání



Obr. 19: Kritická místa namáhání mechanismu

Součástka s největším rizikem narušení je čep uložení v rameni, viz obr. 19.

Namáhání na ohyb

Koeficient bezpečnosti volen $k=2$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} * \alpha_t \leq \sigma_{Do}$$

Dovolené ohybové napětí

$$\sigma_{Do} = \sigma_{Dt} \quad \text{pro konstrukční oceli}$$

$$\sigma_{Do} = \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{k}$$

$$\sigma_{Do} = \frac{0,6 * 500}{2}$$

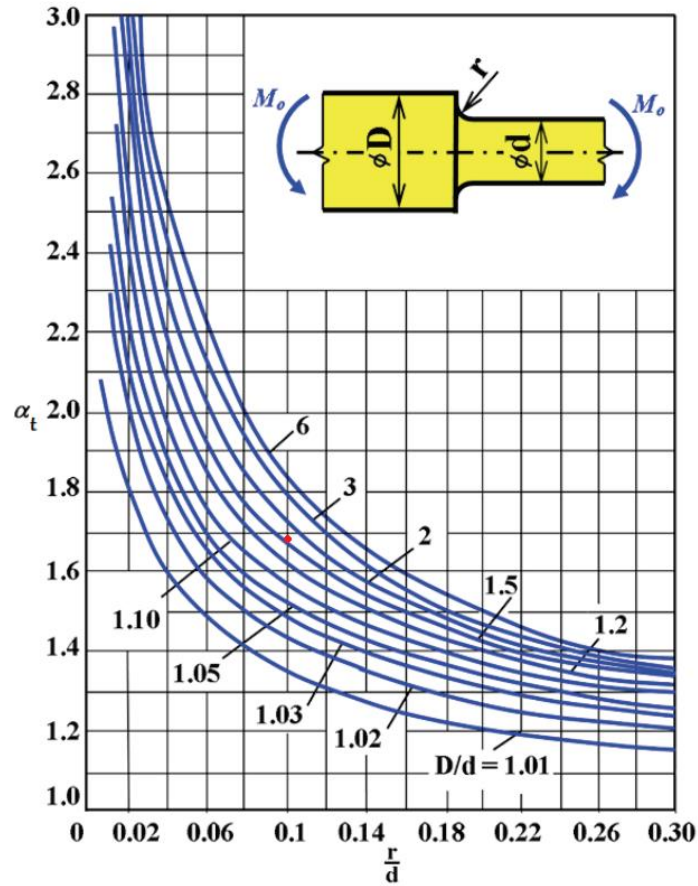
$$\sigma_{Do} = 150\text{MPa pro ocel 11 500}$$

Maximální ohybový moment

$$M_{\text{omax}} = a * F_{\text{amax}}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi * d_1^3}{32} = \frac{\pi * 10^3}{32} = 98,17 \text{mm}^3$$



Obr. 20: Diagram závislosti vrubového koeficientu α_t na geometrii vrubu

Diagram, viz obr. 20, byl převzat z webových stránek <http://projekty.fs.vsb.cz/> [6].

$$D/d_1 = D/d_1 = 1,6$$

$$r/d_1 = D_1/10 = 0,1$$

Z diagramu pak vychází, že $\alpha_t = 1,68$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{26 * F_{\max}}{98,17} * 1,68$$

$$\text{Pro } F_p = 0 \text{ N} \Rightarrow F_{\max} = 285,3 \text{ N}$$

$$M_{\text{omax}} = 26 * 281,75 = 7417,8 \text{ Nmm} (= 7,418 \text{ Nm})$$

$$\sigma_o = \frac{26 * 285,3}{98,17} * 1,68 = 126,94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \Rightarrow 126,94 \leq 150 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Namáhání na tlak

Koeficient bezpečnosti volen $k=2$

Tlakové napětí

$$\sigma_t = \frac{F_{\max}}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

Dovolené tlakové napětí

$$\sigma_{Dt} = \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{k}$$

$$\sigma_{Dt} = \frac{0,6 * 500}{2}$$

$$\sigma_{Dt} = 150 \text{ MPa pro ocel 11 500}$$

Tlakové napětí

$$\sigma_t = \frac{F_{\max}}{b * d_2} = \frac{285,3}{12 * 10} = 2,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow 2,38 \leq 150 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Namáhání na stříh

Koeficient bezpečnosti volen $k=2$

Střihové napětí

$$\tau_s = \frac{F_{\max}}{S} * \alpha_t \leq \tau_{Ds}$$

Dovolené stříhové napětí

$$\tau_{Ds} = 0,6 * \sigma_{Dt} \quad \text{pro konstrukční oceli}$$

$$\tau_{Ds} = 0,6 * \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{k}$$

$$\tau_{Ds} = 0,6 * \frac{0,6 * 500}{2}$$

$$\tau_{Ds} = 90 \text{MPa pro ocel 11 500}$$

Střihové napětí

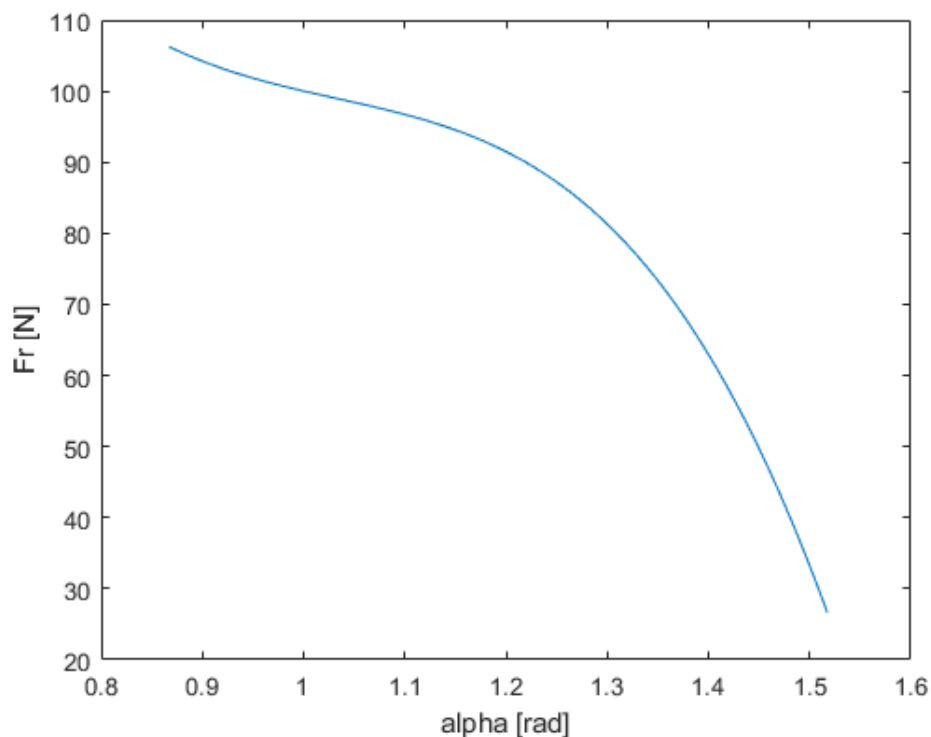
$$\sigma_t = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{285,3}{\frac{\pi * 10^2}{4}} = 3,63 \text{MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_{Ds} \Rightarrow 3,63 \leq 90 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.11 Grafické výsledky výpočtů

V programu MATLAB byly vytvořeny tři skripty, které počítají všechny potřebné veličiny v závislosti na úhlu natočení ramene α , počáteční přitlačné síly F_{pp} a funkce průběhu přitlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene $f(\alpha_p)$. Úhel α lze měřit snímačem úhlu natočení, veličiny F_{pp} a $f(\alpha_p)$ jsou voleny dle potřeby.

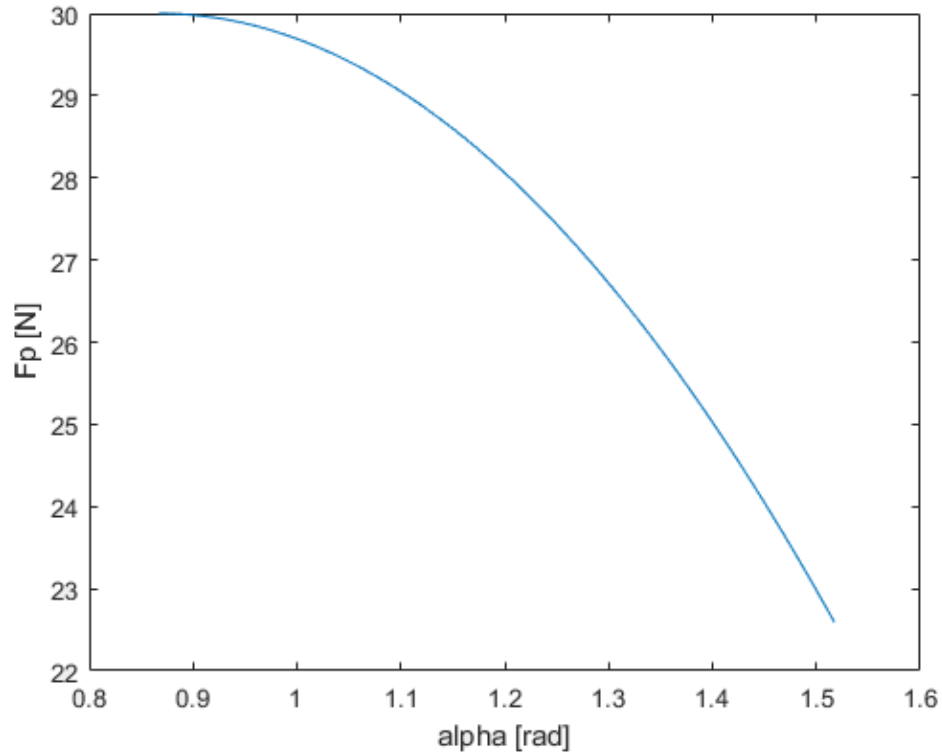
První skript, viz příloha 1, byl vytvořen primárně za účelem vykreslení grafu závislosti přitlačné síly na úhlu natočení ramene před montáží regulačního mechanismu, viz obr. 21.



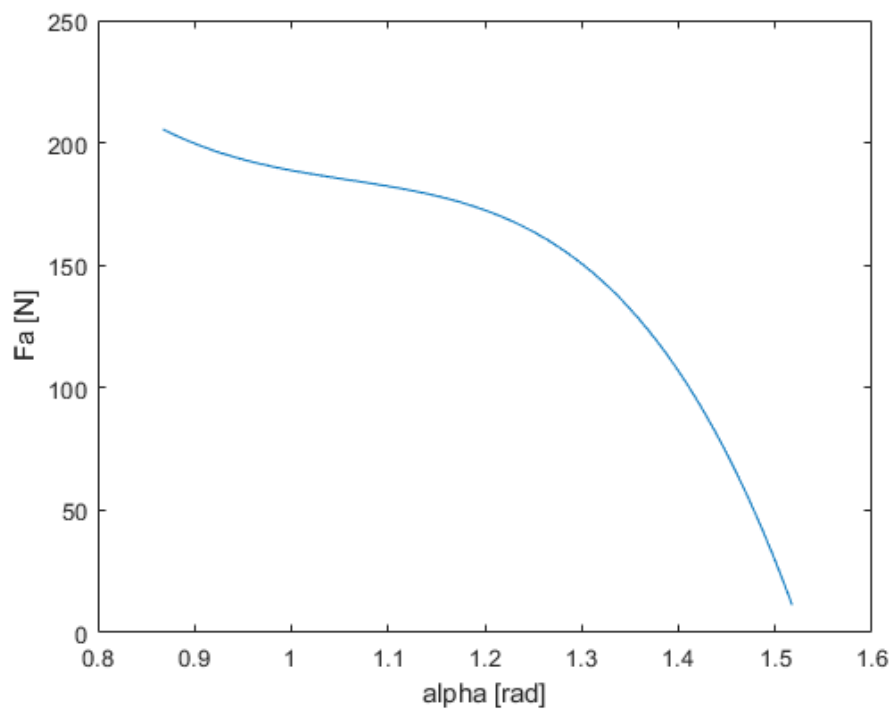
Obr. 21: Průběh přitlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene bez regulace

Druhý skript, viz příloha 2, má pouze číselný výstup a je tedy možné ho použít jako podklad pro vytvoření řídicího programu pro přítlačný systém.

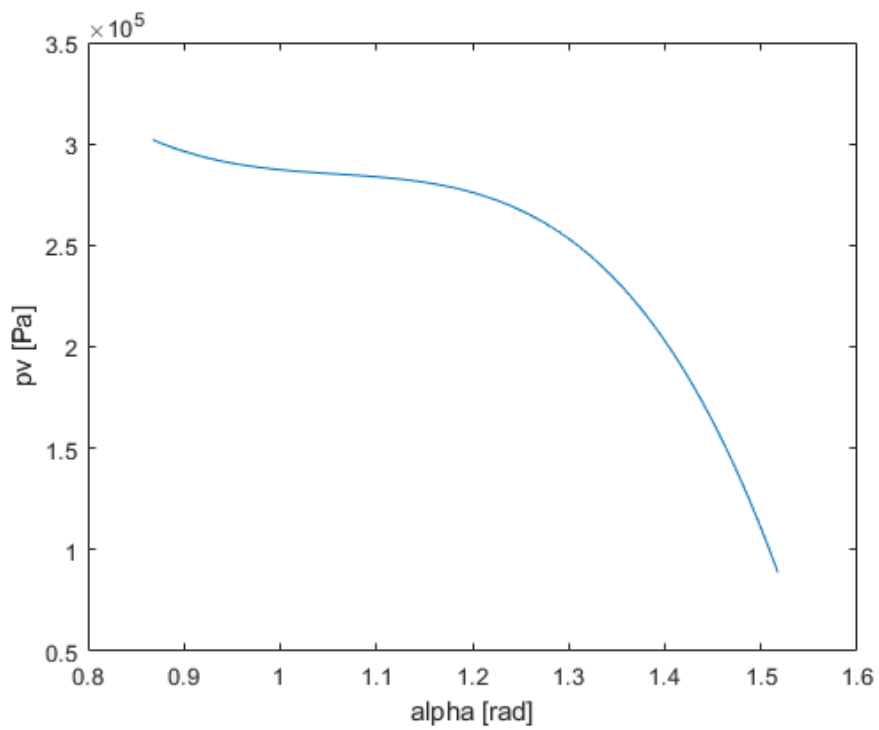
Výstupem třetího skriptu, viz příloha 3, jsou grafy potřebných veličin v závislosti na úhlu natočení ramene. Například při zvolení počáteční přítlačné síly $F_{pp}=30\text{N}$ a funkce průběhu přítlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene $f(\alpha_p) = (\alpha_p * 0,5)^2$ dostaneme následující grafy, viz obr. 22, 23 a 24. Výpočet veličiny α_p je zahrnut v kapitole 7.6, viz stránky 34 ÷ 35.



Obr. 22: Průběh přítlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene



Obr. 23: Průběh akční síly pneumatického válce v závislosti na úhlu natočení ramene



Obr. 24: Průběh tlaku uvnitř pneumatického válce v závislosti na úhlu natočení ramene

8 Závěr

Cílem práce byl návrh aktivního systému přítlaku cívky na navíjecím stroji.

Úvodní část práce se věnuje stručnému popisu navíjecího stroje, kterého se tato práce týká. Dále jsou stručně popsány systémy přítlaku cívky, které jsou k dispozici v univerzitních laboratořích, nebo jejichž patenty byly dostupné k nahlédnutí.

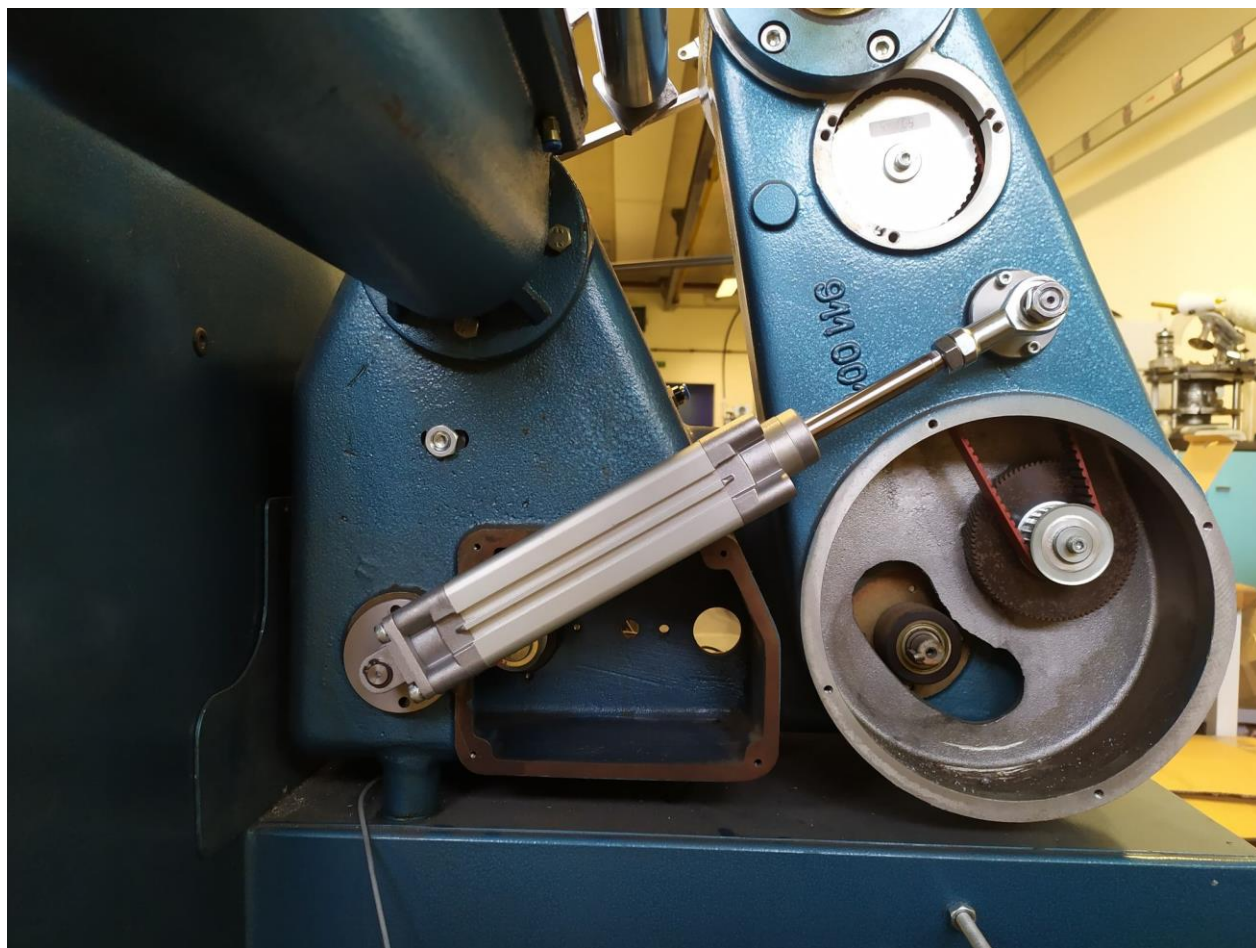
Prvním úkolem praktické části je tedy samotný návrh systému. Byly navrhnuty čtyři varianty systému, ze kterých následně byla zvolena ta nejvhodnější. Každá varianta je založena na jiném principu. První varianta používá k regulaci pneumatický válec, druhá funguje na principu protizávaží a zbylé dvě varianty jsou kombinací krokového motoru a pružiny, přičemž jedna varianta používá pružinu tlačnou a ta druhá využívá k vyvození síly pružinu tažnou. Jako nejvhodnější byla zvolena varianta s pneumatickým válcem.

Dále bylo třeba určit, jak bude systém řízen. K dispozici jsou dva vstupy, a to síla na přítlačném válci, kterou je možné měřit pomocí tenzometrů, nebo úhel natočení ramene nesoucího cívku. Ten je možné měřit snímačem úhlu natočení. Navíjecí stroj byl těmito zařízeními již vybaven, nebylo tedy třeba stroj v tomto smyslu nijak upravovat. Jako vhodnější se jevila možnost používání tenzometrů, bylo tedy třeba nejprve tenzometry zkalibrovat a následně ověřit, zda jimi naměřené hodnoty alespoň přibližně odpovídají hodnotám vypočítaným. Po porovnání naměřených hodnot s hodnotami vypočítanými bylo zjištěno, že procentuální rozdíl mezi těmito hodnotami je nekonzistentní a především velký. Při měření přítlačné síly s navinutou cívku, jenž byla k dispozici, byla odchylka od vypočítané síly zhruba 12%, přičemž při měření bez cívky byla tato hodnota téměř 40%. Takto velké rozdíly v odchylkách jsou zapříčiněny hlavně změnou úhlu síly působící na přítlačný válec. Uložení přítlačného válce je tak v průběhu navíjení namáháno z různých úhlů, což zapříčiňuje i různou deformaci uložení. Ke spolehlivému použití tenzometrů by bylo třeba zjistit přesnou charakteristiku tenzometrů v průběhu navíjení, což by bylo časově velmi náročné. Snímač úhlu natočení byl tedy zvolen jako spolehlivější vstup pro řídicí systém.

Následuje výpočtová část, ve které jsou vypsány vztahy pro všechny relevantní veličiny. Všechny proměnné veličiny jsou tedy závislé na úhlu natočení ramene, případně také na počáteční přítlačné síle a funkci průběhu přítlačné síly v závislosti na úhlu natočení ramene. Pomocí těchto výpočtů byly vytvořeny programy v softwaru MATLAB, které je možné použít jako podklad pro vytvoření řídicího programu pro přítlačný systém.

Všechny potřebné součástky byly zakoupeny nebo vyrobeny, mechanismus, viz obr. 25, je tedy kompletní a připraven k budoucímu použití. Stroj byl naneštěstí v průběhu práce z technických důvodů mimo provoz, nebylo tedy možné ověřit funkčnost systému. Zadáním práce bylo navrhnout aktivní systém

přítlaku cívky na navíjecím stroji, zadání tedy bylo úspěšně splněno. Pro uvedení systému do provozu je třeba tedy vytvořit řídicí program, jenž bude sám spolehlivě regulovat přítlačnou sílu.



Obr. 25: Sestavený mechanismus pro regulaci přítlaku

Seznam použité literatury

- [1] ROZBOŘILOVÁ, Věra. *Princip soukání*. [cit. 2021-05-10]. Dostupné z:
doi:[http://www.skolatextilu.cz/elearning/414/zaklady-textilnich-technologie-
tkani/Soukani.html](http://www.skolatextilu.cz/elearning/414/zaklady-textilnich-technologie-tekani/Soukani.html)
- [2] JINGRONG, Liao, Ye SHUNLONG a Qian HAIRONG. *Winding double-contacting pressure mechanism*. 1990. [cit. 2021-01-03]. Dostupné z:
doi:<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/033974899/publication/CN2337127Y?q=CN2337127Y>
- [3] CRANSTON FAIRWEATHER, Wallace. *Improvements in or relating to yarn-winding machines*. 1928. [cit. 2021-01-03]. Dostupné z:
doi:<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/009762043/publication/GB289751A?q=pn%3DGB289751A>
- [4] HANZL, Jaroslav. *Textilní a oděvní stroje I*. Liberec, 1991. Kapitola 2.1, s. 119.
- [5] FESTO. *Proportional pressure regulators VPPM*. [cit. 2021-02-20]. Dostupné z:
doi:https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/10202/VPPM_ENUS.pdf
- [6] FUSEK, Martin a Ludmila ADÁMKOVÁ. *Únava materiálu*. Liberec, 2013. Kapitola 1.2, s. 7. [cit. 2021-04-08]. Dostupné z:
doi:http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_011/%C3%9Anava%20mater%C3%A1lu.pdf

Seznam příloh

Příloha č. 1: Skript pro vykreslení grafu přitlačné síly bez regulace

Příloha č. 2: Výpočetní skript

Příloha č. 3: Skript pro vykreslení grafů veličin v závislosti na úhlu natočení ramene

Příloha č. 4: Výrobní výkresy

Seznam výkresů

B1/0.3 – Výkres sestavy

B1/0-1.4 – Výkres uložení v rámu

B1/0-2.4 – Výkres čepu zadního oka

B1/0-3.4 – Výkres nástavce válce

B1/0-4.4 – Výkres čepu úhlového kloubu

B1/0-5.4 – Výkres uložení v rameni

Příloha č. 1: Skript pro vykreslení grafu přítláčné síly bez regulace

```
syms alpha gamma rpy rpx epsilon1 epsilon2 epsilon l mc Fgc Fr;
beta=0.74351; %(rad)
delta=0.124; %(rad)
psi=0.02042; %(rad)
rp=120.9; %(mm)
r=321.1; %(mm)
x=346; %(mm)
y=68.7; %(mm)
t=266.04; %(mm)          vzdalenost teziste ramene
m=19540; %(g)           hmotnost ramene
md=110; %(g)           hmotnost dutinky
g=9.81; %(m*s^-2)      gravitacni zrychleni
Fg=m*10^-3 *g; %(N)
f1=-gamma+(pi-(alpha-beta))/2==0; %(rad)
f2=-rpy+rp*sin(alpha+delta)==0; %(mm)
f3=-rpx+rp*cos(alpha+delta)==0; %(mm)
f4=-epsilon1+(pi/2)-(alpha+delta)==0; %(rad)
f5=-epsilon2+atan((x-rpx)/(y+rpy))==0; %(rad)
f6=-epsilon+epsilon1+epsilon2==0; %(rad)
f7=-1+(x-rpx)/sin(epsilon2)==0; %(mm)
f8=-mc+(pi*(4*(2*r*sin((alpha-beta)/2)-dpv/2)^2-dd^2))/4 *rho*h*10^-3==0; %(g)
f9=-Fgc+(mc+md)*10^-3 *g==0; %(N)
f10=-Fr+(Fgc*r*sin(pi/2 -alpha)+Fg*t*sin(pi/2 -alpha+psi))/(r*sin(gamma))==0; %(N)
[gamma, rpy, rpx, epsilon1, epsilon2, epsilon, l, mc, Fgc, Fr] ...
=solve([f1,f2,f3,f4,f5,f6,f7,f8,f9,f10], [gamma, rpy, rpx, epsilon1, epsilon2, ...
epsilon, l, mc, Fgc, Fr]);
i=0.86742:0.01:1.5213; %(rad) minimum - 0.867 maximum - 1.059(civka) 1.257(model) ...
1.521(fyzicky)
o=subs(Fr,alpha,i); % pro graf jine nezname v zavislosti na aplha staci prepsat 'Fr' na
pozadovanou neznamou
plot(i,o)
xlabel('alpha [rad]')
ylabel('Fr [N]')
```

Příloha č. 2: Výpočetní skript

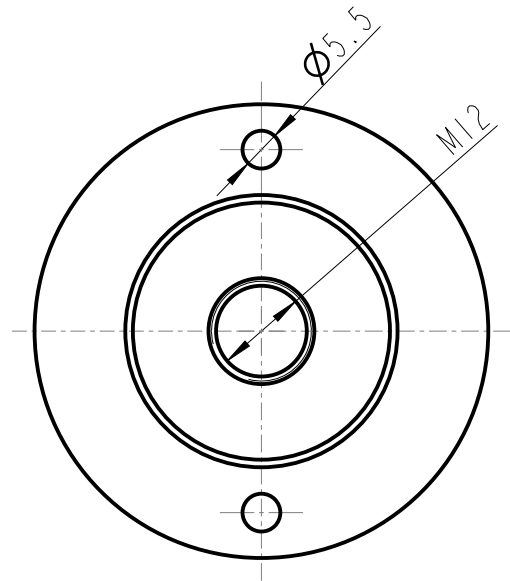
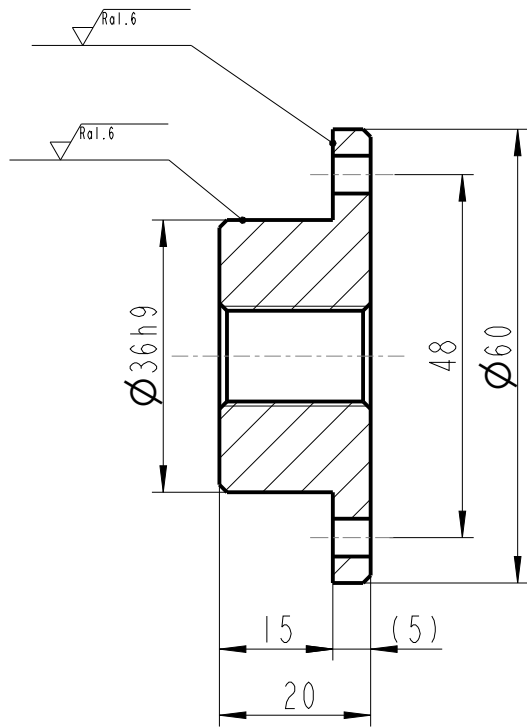
```
alpha=1.5213; %(rad) minimum - 0.867 maximum - 1.059(civka) 1.257(model) 1.521(fyzicky)
Fpp=0; %(N) pocatecni pritlacna sila
alphamin=0.8674; %(rad) minimalni alpha
alphamax=1.5213; %(rad) maximalni alpha
aplhap=(alpha-alphamin)/(alphamax-alphamin); % procentualni pootoceni
falhap=0; % funkce pritalce sily
beta=0.74351; %(rad)
delta=0.124; %(rad)
psi=0.02042; %(rad)
rp=120.9; %(mm)
r=321.1; %(mm)
x=346; %(mm)
y=68.7; %(mm)
h=224; %(mm) sirka civky
dpv=30; %(mm) prumer pritlacneho valce
dd=47.5; %(mm) prumer dutinky
rho=0.686; %(mm) hustota navinuteho materialu
lmin=327.3; %(mm) minimalni delka mechanismu
lmax=402.3; %(mm) minimalni delka mechanismu
t=266.04; %(mm) vzdalenost teziste ramene
tpvmax=154; %(mm) maximalni vzdalenost teziste pistu od ramu
tpvmin=132.5; %(mm) minimalni vzdalenost teziste pistu od ramu
tnv=150; %(mm) vzdalenost teziste nastavce od ramene
m=19540; %(g) hmotnost ramene
md=110; %(g) hmotnost dutinky
mvp=828; %(g) hmotnost pistu
mnv=42; %(g) hmotnost nastavce
mur=260; %(g) hmotnost ulozeni v rameni
dv=32; %(mm) prumer valce pistu
kp=0.305; %(N/mm) tuhost pruziny valce
FpruzP=37.4; %(N) sila predpeti pruziny
g=9.81; %(m*s^-2) gravitacni zrychleni
gamma=(pi-(alpha - beta))/2; %(rad)
rpy=rp*sin(alpha+delta); %(mm)
rpx=rp*cos(alpha+delta); %(mm)
epsilon1=(pi/2)-(alpha+delta); %(rad)
epsilon2=atan((x-rpx)/(y+rpy)); %(rad)
epsilon=epsilon1+epsilon2; %(rad)
l=(x-rpx)/sin(epsilon2); %(mm)
mc=(pi*(4*(2*r*sin((alpha-beta)/2)- dpv/2)^2 - dd^2))/4 *rho*h*10^-3; %(g)
Fgc=(mc+md)*10^-3 *g; %(N)
Fg=m*10^-3 *g; %(N)
Fgp=g*(mur+(mvp*((1-lmin)*(tpvmax-tpvmin)/(lmax-lmin) +tpvmin)+mnv*(1-tnv))/1)*10^-3;
%(N)
Fp=Fpp-Fpp*falhap; %(N)
Fa=(-Fp*r*sin(gamma)+Fgc*r*sin(pi/2 -alpha)+Fg*t*sin(pi/2 -alpha+psi)+Fgp*rp*sin(pi/2 ...
-alpha-delta))/(rp*sin(epsilon)); %(N)
Fpruz=kp*(1-lmin)+FpruzP; %(N)
Fpv=Fa+Fpruz; %(N)
pv=(4*Fpv)/(pi*dv^2) *10^6; %(Pa)
fprintf('delka regulacniho mechanismu l= %0.1f mm \n', l),
fprintf('hmotnost navinuteho materialu mc= %1.0f g \n', mc),
fprintf('pritlacna sila Fp= %0.2f N \n', Fp),
fprintf('akcni sila valce Fa= %0.2f N \n', Fa),
fprintf('tlak ve valci pv= %1.0f Pa \n', pv),
```

Příloha č. 3: Skript pro vykreslení grafů veličin v závislosti na úhlu natočení ramene

```

syms alpha alphap falphap gamma rpy rpx epsilon1 epsilon2 epsilon l mc Fgc Fgp Fp Fa Fpruz
Fpv pv;
Fpp=30; % (N)                pocateční pritlacna sila
alphamin=0.8674; % (rad)      minimalni alpha
alphamax=1.5213; % (rad)      maximalni alpha
f1=-alphap+(alpha-alphamin)/(alphamax-alphamin)==0; % procentualni pootoceni
f2=-falphap+(alphap*0.5)^2==0; % funkce pritalce sily
beta=0.74351; % (rad)
delta=0.124; % (rad)
psi=0.02042; % (rad)
rp=120.9; % (mm)
r=321.1; % (mm)
x=346; % (mm)
y=68.7; % (mm)
h=224; % (mm)                sirka civky
dpv=30; % (mm)               prumer pritlacneho valce
dd=47.5; % (mm)              prumer dutinky
rho=0.686; % (mm)            hustota navinuteho materialu
lmin=327.3; % (mm)           minimalni delka mechanismu
t=266.04; % (mm)            vzdalenost teziste ramene
tpvmax=154; % (mm)           maximalni vzdalenost teziste pistu od ramu
tpvmin=132.5; % (mm)         minimalni vzdalenost teziste pistu od ramu
tnv=150; % (mm)              vzdalenost teziste nastavce od ramene
m=19540; % (g)               hmotnost ramene
md=110; % (g)                hmotnost dutinky
mvp=828; % (g)               hmotnost pistu
mnv=42; % (g)                hmotnost nastavce
mur=260; % (g)               hmotnost ulozeni v rameni
dv=32; % (mm)                prumer valce pistu
kp=0.305; % (N/mm)           tuhost pruziny valce
FpruzP=37.4; % (N)           sila predpeti pruziny
g=9.81; % (m*s^-2)           gravitacni zrychleni
Fg=m*10^-3 *g; % (N)
f3=-gamma+(pi-(alpha-beta))/2==0; % (rad)
f4=-rpy+rp*sin(alpha+delta)==0; % (mm)
f5=-rpx+rp*cos(alpha+delta)==0; % (mm)
f6=-epsilon1+(pi/2)-(alpha+delta)==0; % (rad)
f7=-epsilon2+atan((x-rpx)/(y+rpy))==0; % (rad)
f8=-epsilon+epsilon1+epsilon2==0; % (rad)
f9=-1+(x-rpx)/sin(epsilon2)==0; % (mm)
f10=-mc+(pi*(4*(2*r*sin((alpha-beta)/2)- dpv/2)^2 -dd^2))/4 *rho*h*10^-3==0; % (g)
f11=-Fgc+(mc+md)*10^-3 *g==0; % (N)
f12=-Fgp+g*(mur+(mvp*(1-lmin)*(tpvmax-tpvmin)/(lmax-lmin) ...
+tpvmin)+mnv*(1-tnv))/l)*10^-3==0; % (N)
f13=-Fp+Fpp-Fpp*falphap==0; % (N)
f14=-Fa+(-Fp*r*sin(gamma)+Fgc*r*sin(pi/2 -alpha)+Fg*t*sin(pi/2 ...
-alpha+psi)+Fgp*rp*sin(pi/2 -alpha-delta))/(rp*sin(epsilon))==0; % (N)
f15=-Fpruz+kp*(l-lmin)+FpruzP==0; % (N)
f16=-Fpv+Fa+Fpruz==0; % (N)
f17=-pv+(4*Fpv)/(pi*dv^2) *10^6==0; % (Pa)
[alphap, falphap, gamma, rpy, rpx, epsilon1, epsilon2, epsilon, l, mc, Fgc, Fgp, Fp, ...
Fa, Fpruz, Fpv, pv]=solve([f1,f2,f3,f4,f5,f6,f7,f8,f9,f10,f11,f12,f13,f14,f15, ...
f16,f17], [alphap, falphap, gamma, rpy, rpx, epsilon1, epsilon2, epsilon, l, mc, ...
Fgc, Fgp, Fp, Fa, Fpruz, Fpv, pv]);
i=alphamin:0.01:alphamax; % (rad) minimum - 0.867 maximum - 1.059(civka) 1.257(model) ...
1.521(fyzicky)
o=subs(Fa,alpha,i); % pro graf jine nezname v zavislosti na alpha staci prepsat 'Fa' na ...
pozadovanou neznamou
plot(i,o)
xlabel('alpha [rad]')
ylabel('Fa [N]')

```



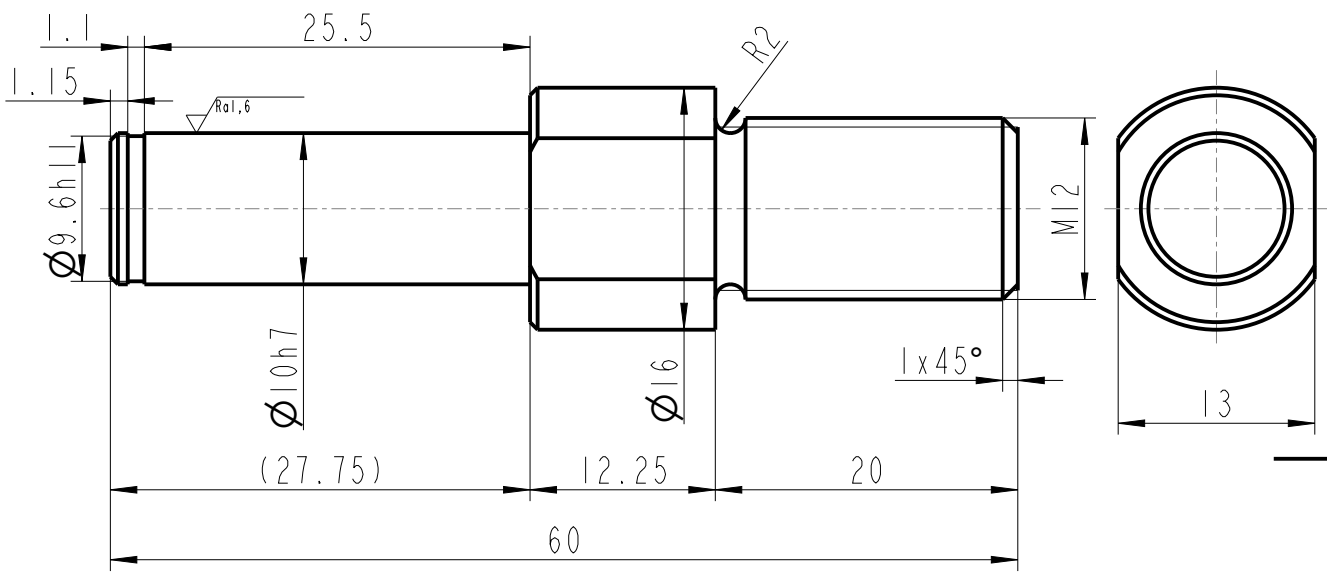
Nekótovaná zkosení - $1 \times 45^\circ$

$\sqrt{Ra_{3,2}}$ ($\sqrt{Ra_{1,6}}$)

Roz. - Poloh.		60x20		62x21		Presnost	
		c)		Mater.		Tr. odp 001	
		b)		C. hm		Tolerovani	
		a)		Hr. hm.			
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko	Pozn.	Navrhl		Kreslil		Tlustý	
:		Prezkousel		Technolog		Název	
C. seznamu		Normaliz.		Schválil		ULOZENI_V_RAMU-V2	
C. sestavy BI/0.3		Datum		28-05-2021		Cis. vykresu	
Stary vykr.						BI/0-1.4	
Novy vykr.						list 1	
						listul	

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
www.tul.cz

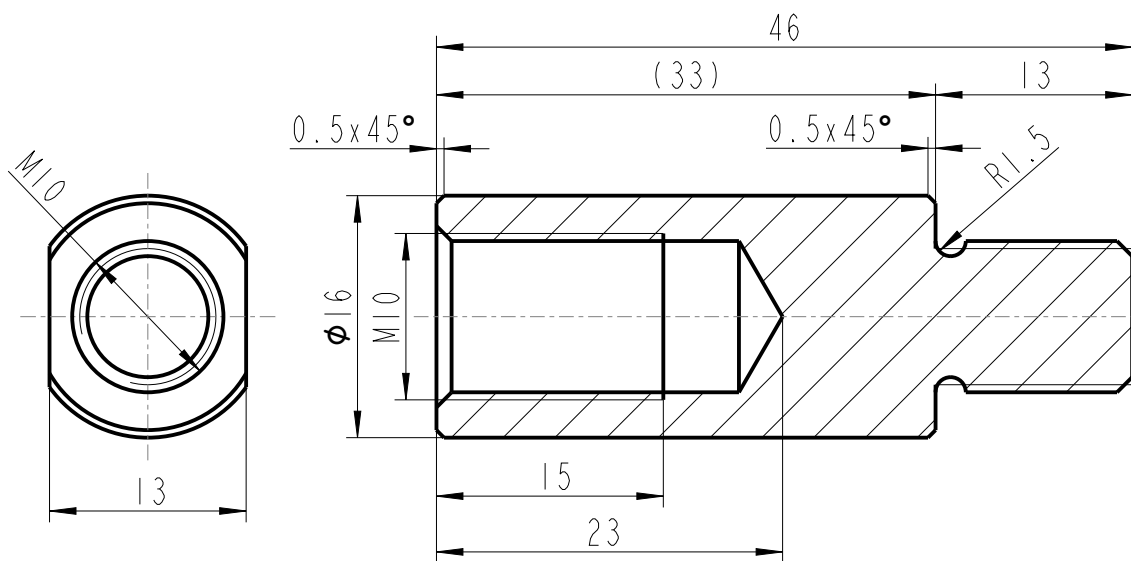
list 1
listul



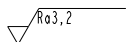
Nekótovaná zkosení - 0.5x45°


$\sqrt{Ra3,2}$ ($\sqrt{Ra1,6}$)

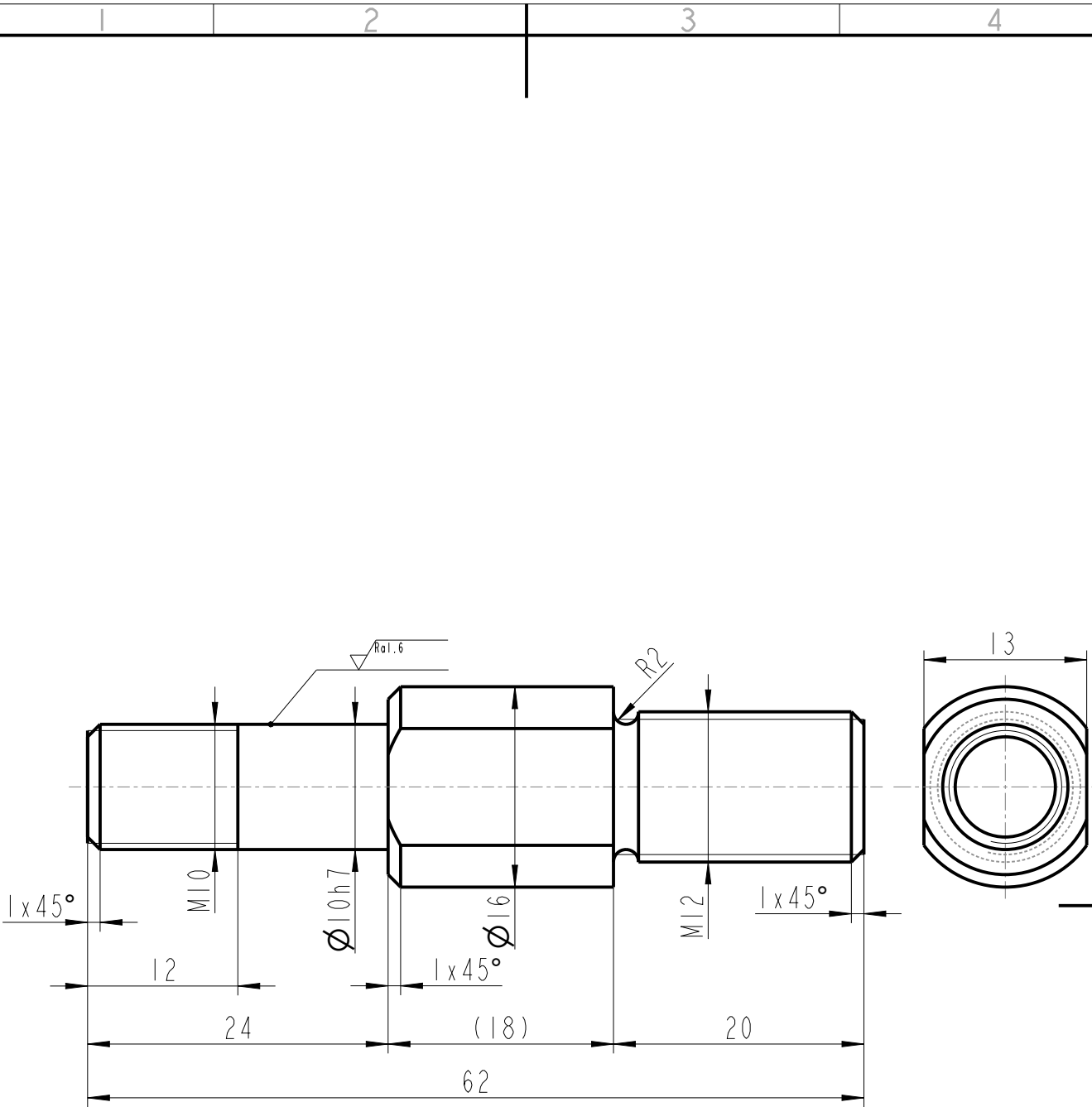
Roz. - Poloh.		16x60		18x61		Presnost	
		c)		Mater.	11 500	Tr. odp	001
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index				
Meritko	Pozn.	Navrhl			TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz		
2:1		Kreslil	Tlustý				
C. seznamu		Prezkoušel			Nazev	CEP_ZADNIHO_OKA-V2	
C. sestavy	BI/0.3	Technolog			Cis. vykresu	BI/0-2.4	
Stary vykr.		Normaliz.			<div style="text-align: right;">list 1 listul</div>		
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	28-05-2021				



Nekótovaná zkosení - 1x45°

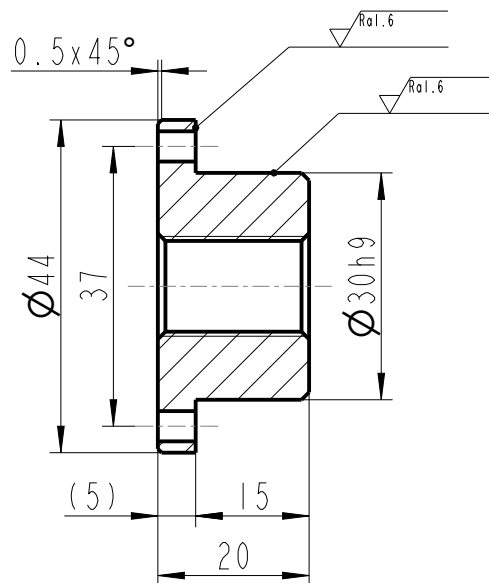
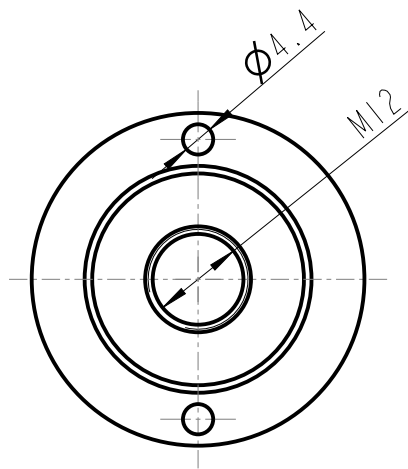


Roz. - Poloh.		16x46		18x48		Presnost	
		c)		Mater.	II 500	Tr. odp	001
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index	 TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz			
Meritko	Pozn.	Navrhl	Podpisy				
2:1		Kreslil	Tlustý	Nazev NASTAVEC_VALCE			
C. seznamu		Prezkoušel					
C. sestavy	BI/0.3	Technolog		list 1 listul			
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	28-05-2021				




$\sqrt{Ra3,2}$ ($\sqrt{Ra1,6}$)

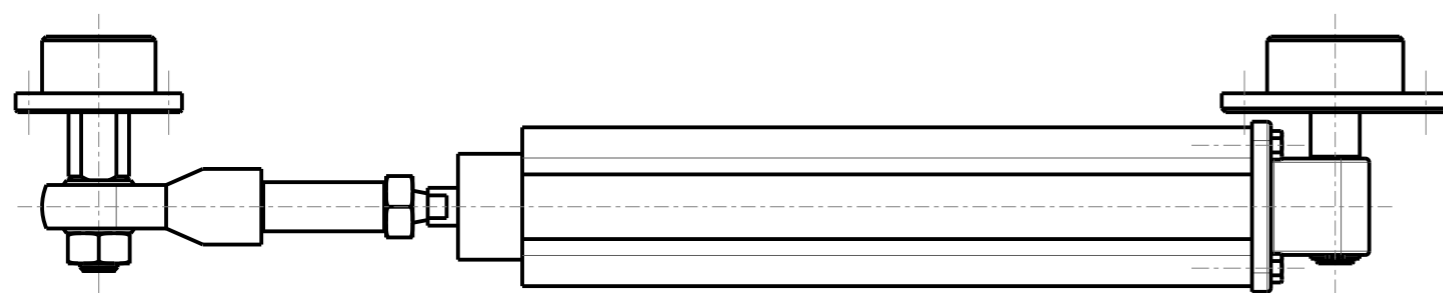
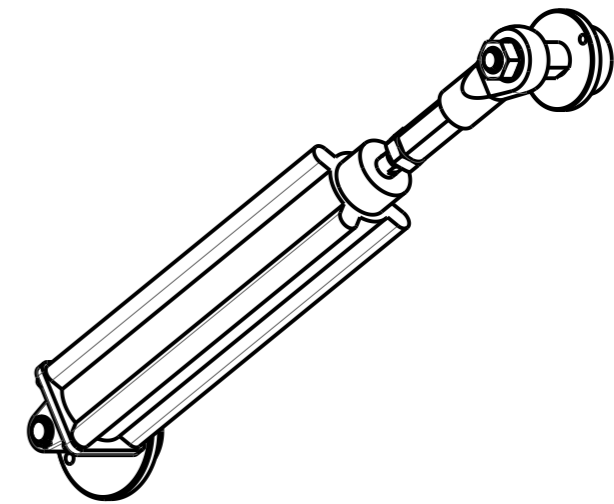
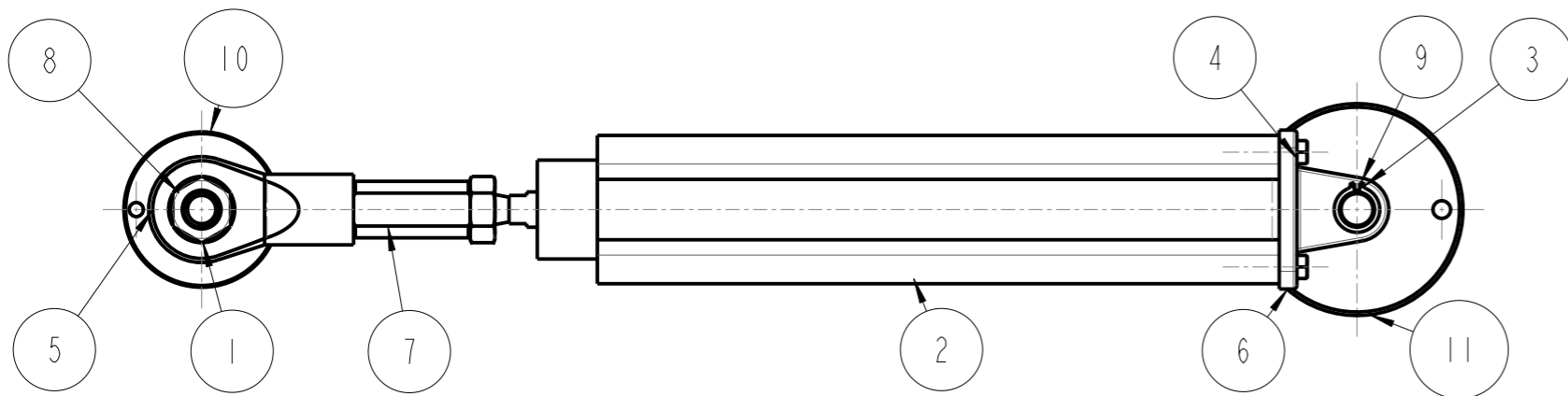
Roz. - Poloh.		16x62		18x63		Presnost	
		c)		Mater. II 500		Tr. odp 001	
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)				Tolerovani	
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko	Pozn.	Navrhl		Kreslil		Tlusty	
2:1		Prezkoušel		Technolog			
C. seznamu		Normaliz.		Schválil			
C. sestavy	BI/0.3	Datum		28-05-2021			
Stary vykr.							
Novy vykr.							
				TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz			
				Nazev CEP_UHLOVEHO_KLOUBU Cis. vykresu BI/0-4.4			
				list 1 listul			



Nekótovaná zkosení - $1 \times 45^\circ$

$\sqrt{Ra3.2}$ ($\sqrt{Ra1.6}$)

Roz. - Poloh.		44x20		45x21		Presnost Tolerovani	
		c)		Mater.	II 500	Tr. odp	001
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)		 TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz			
Zmena		Datum	Index				
Meritko	Pozn.	Navrhl			Nazev ULOZENI_V_RAMENI-V2		
:		Kreslil	Tlustý				
C. seznamu		Prezkoušel			Cis. vykresu BI/0-5.4		
C. sestavy	BI/0.3	Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.			list 1 listul		
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	28-05-2021				



11	ULOZENI_V_RAMU-V2	62x21		1
	BI/0-1.4	11 500		ks.
10	ULOZENI_V_RAMENI-V2	45x21		1
	BI/0-5.4	11 500		ks.
9	CEP_ZADNIHO_OKA-V2	18x61		1
	BI/0-2.4	11 500		ks.
8	CEP_UHLOVEHO_KLOUBU	18x63		1
	BI/0-4.4	11 500		ks.
7	NASTAVEC_VALCE	18x48		1
	BI/0-3.4	11 500		ks.
6	ZADNI_OKO-V2	-	-	1
	-	-	-	ks.
5	UHLOVY_KLOUB-V2	-	-	1
	-	-	-	ks.
4	SROUB_M4X15	-	-	4
	-	-	-	ks.
3	POJISTNY_KROUZEK_10	-	-	1
	-	-	-	ks.
2	PIST-V2	-	-	1
	-	-	-	ks.
1	MATICE_M10	-	-	1
	-	-	-	ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena	Datum	Index	Podpisy
Meritko	Pozn.	Navrhl	
1:2		Kreslil	Tlustý
		Prezkoušel	
C. seznamu		Technolog	
C. sestavy	BI/0.3	Normaliz.	
Stary vykr.		Schválil	
Novy vykr.		Datum	29-05-2021

 **TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**
www.tul.cz

PIST_S_ULozENIM

Nozev
Cis. vykresu

BI/0.3

list 1
listul