TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

NAVÍJECÍ ZAŘÍZENÍ PRO VYSOKORYCHLOSTNÍ BD STROJE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Liberec 2014 **Bc. Jakub Slavík**

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

NAVÍJECÍ ZAŘÍZENÍ PRO VYSOKORYCHLOSTNÍ BD STROJE

Diplomová práce

Studijní program: N2301 - Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302 T010 Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce: **Bc. Jakub Slavík**

Vedoucí práce: Ing. Jozef Kaniok, Ph.D.

Číslo práce: **KTS-M262**

Liberec 2014

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se vztahuje zákon č.121/2000 Sb. O právu autorském, zejména paragraf 60 – školní díla.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL, v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou jsem práci vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování:

Své poděkování bych chtěl touto cestou vyjádřit Ing. Jozefu Kaniokovi, Ph.D.a prof. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc za jejich čas, cenné rady a informace, které mi po celou dobu práce na této diplomové práci poskytovali.

Dále bych chtěl poděkovat Katedře textilních a jednoúčelových strojů a jejímu kolektivu za poskytnuté podmínky a potřebné přístroje pro zpracování diplomové práce.

Abstrakt:

Diplomová práce se zabývá návrhem řešení nového navíjecího mechanismu pro vysokorychlostní BD stroje a jeho rozborem. V práci je navrženo schéma pohonů pro toto řešení a následně provedeno konstrukční zpracování modelu celého navíjecího mechanismu. Jako součást konstrukčního řešení jsou navrženy systémy k odstranění chyb divokého křížového vinutí a systém přítlaku a tlumení kmitů. Součástí práce je zpracování kompletní výrobní dokumentace.

Klíčová slova: navíjecí mechanismus, BD stroj, divoké křížové vinutí

Abstract:

The thesis deals with design and analysis of a new winding mechanism for high-speed rotor spinning machines. In the work a driving scheme is proposed for this solution and subsequently the engineering design of the entire winding mechanism model is developed. Systems for removing defects on wild cross winding and a system for pressure and vibration damping are designed as part of the engineering design. A complete manufacturing documentation is included in the work.

Key words: winding mechanism, rotor spinning machines, wild cross winding

Obsah

Seznam použitých zkratek: ... 8

1 Úvod ... 9

2 Teoretická část ... 10

2.1 Základní parametry cívek ... 10

2.2 Typy vinutí ... 11

2.2.1 Křížové vinutí ... 12

2.2.2 Paralelní vinutí ... 16

2.3 Navíjecí mechanismy pro divoké křížové vinutí ... 17

2.3.1 Způsoby rozvádění příze ... 17

2.3.2 Stávající navíjecí mechanismy technologických strojů ... 18

2.3.3 Stávající navíjecí mechanismy soukacích strojů ... 21

2.3.4 Problémy současných mechanismů pro technologické stroje ... 22

3 Návrh řešení nového navíjecího mechanismu ... 23

3.1 Výběr vhodného řešení ... 23

3.2 Rozbor nového navíjecího mechanismu ... 23

3.2.1 Rozbor rozváděcího systému ... 23

3.2.2 Návrh systému rušení pásmového vinutí ... 30

3.2.3 Návrh systému rozmazávaní krajů ... 30

3.2.4 Návrh systému tlumení kmitů navíjecích ramen ... 30

3.2.5 Návrh systému přítlaku ... 30

4 Konstrukční část ... 33

4.1 Konstrukční řešení pohonů ... 33

4.2 Konstrukční řešení posunu cívky ... 34

4.3 Konstrukční řešení rozmazávání krajů ... 35

4.4 Konstrukční řešení přítlaku ... 37

4.5 Konstrukční řešení tlumení kmitů ... 39

4.6 Konstrukce rámu 41

5 Závěr 45

Seznam použité literatury: 46

Seznam příloh 47

Seznam obrázků 47

Seznam tabulek 48

Seznam použitých zkratek:

SYMBOL	JEDNOTKA	NÁZEV
R	[-]	Soukací poměr
α	[°]	Úhel křížení
β	[°]	Úhel stoupání ovinů
s	[mm]	Stoupání ovinů
d_1	[mm]	Malý průměr návinu
d_2	[mm]	Velký průměr návinu
B	[mm]	Šířka návinu
i	-	Převodový poměr
A	[mm]	Vzdálenost navíjecího a rozváděcího válečku
V	[mm]	Vzdálenost mezi rozváděcím válečkem a cívkou
r	[mm]	Poloměr trajektorie
δ	[°]	Počáteční úhel trajektorie
φ	[°]	Úhel naklonění válce
M	-	Motor
P	-	Převodovka
BD	-	Bezvřetenový dopřádací stroj
Rc	[mm]	Průměr cívky

1 Úvod

První vysokorychlostní BD stroje nebo také rotorové dopřádací stroje, či bezvřetenové dopřádací stroje začali vznikat již někdy v 50. letech 20. století. Od této doby dochází k jejich postupnému vývoji a v dnešní době již patří mezi stroje s nejvyšší produktivitou. Avšak společně s tím jak byla zvyšována produktivita a vylepšována a zrychlována technologie bezvřetenového předení muselo docházet i k vylepšení periferních zařízení jako jsou podávací mechanismy či navíjecí zařízení.

Dnes pracují dopřádací stroje běžně s otáčkami rotoru kolem 120 tis/min. Tomu také odpovídají poměrně vysoké navíjecí rychlosti, které musí současná navíjecí zařízení zvládnout. Tyto rychlosti se pomou pohybovat kolem 200m/min. Při takových to rychlostech se současná navíjecí zařízení s rozváděním pomocí vačky pohybují na hranici svých možností. Proto se hledají nové principy navíjení, aby bylo možné dosáhnout vyšších navíjecích rychlostí.

Rotorové dopřádací stroje využívají pro tvorbu cívky divokého křížového vinutí. Toto vinutí má několik nedostatků, které je třeba odstraňovat. Patří mezi ně zejména vznik pásmového vinutí či hromadění návinu na krajích cívky. Většina současných mechanismů na technologických strojích využívá pro tvorbu tohoto vinutí systémy s vačkou. Navíjecí rychlost těchto vačkových mechanismů je limitována dynamickými silami vznikajících v úvratích. U soukacích strojů byl problém vyřešen využitím bezhmotového rozvádění pomocí rozváděcího válečku. Jeho použití umožňuje soukacím strojům navíjet divoké křížové vinutí navíjecí rychlostí až 1500m/min. Kvůli odstraňování pásmového vinutí, však tento systém neumožňuje navíjet konstantní navíjecí rychlostí, což znemožňuje jeho využití pro technologické stroje.

Cílem této diplomové práce je vytvořit vysokorychlostní navíjecí zařízení pro technologické stroje pro výrobu přízí, které by bylo schopné zvládnout stále stoupající požadavky na navíjecí rychlost. Ideovým zadáním byl návrh zpracovat navíjecí mechanismus s využitím rozváděcího válečku. Pro použití na BD a jiných technologických strojích je však nutné vyřešit problém zabezpečení konstantní navíjecí rychlosti a současně rušení pásmového vinutí.

2 Teoretická část

Navíjením nebo také soukáním se rozumí proces, při kterém dochází k navíjení délkového útvaru textilie na dutinku, čímž vzniká návin. Tento proces je složen ze dvou jednoduchých pohybů. Jeden pohyb je rotační, kdy návin rotuje kolem vlastní osy a na jednu otáčku vytvoří vždy jeden ovin. Druhým pohybem je pohyb rozváděcí, který je přímočarý vratný a vykonává jej navíjená příze. Při této operaci vzniká cívka, která může mít různé tvary, závislé na dané technologii, použitém druhu vinutí, nebo naprogramování navíjecího – soukacího stroje. Tvorba cívek je nutná kvůli diskontinuálnosti textilní výroby, kdy jsou jednotlivé operace prováděny na různých strojích a je třeba přízi mezi nimi dopravovat.

2.1 Základní parametry cívek

Existuje mnoho typů cívek. Vzájemně se od sebe odlišují celou škálou různých tvarů, velikostí, parametrů a vlastností. Každý typ cívky má svůj účel a je určen pro jiné použití. O tom jaký typ cívky bude navíjen, rozhoduje především to, pro jaké další zpracování jsou určeny. Proto se pro náš případ zaměříme pouze na vlastnosti, které je nutné dodržovat při navíjení na rotorových dopřádacích strojích.

Mezi jedny z největších rozdílů, kterými se cívky od sebe odlišují, můžeme zařadit typ vinutí a tvar cívky. Tvarů cívek existuje mnoho. Nejčastěji se setkáváme s tvarem válcovým, který je také využíván pro navíjejí na většině BD strojů. Proto se v dalším rozboru zaměříme právě na válcové typy cívek. Dalšími používanými tvary, i když na jiných typech strojů, jsou kuželové, kuželové bikonické, válcové bikonické, přírubové, raketové, terčové, bobiny, kopsy, útkové, king cívky a speciální (obr. 1).

Obr. 1 Tvary cívek: kuželová, válcová spodní, kuželová se zkoseným čelem, válcová přírubová a king cívka [2]

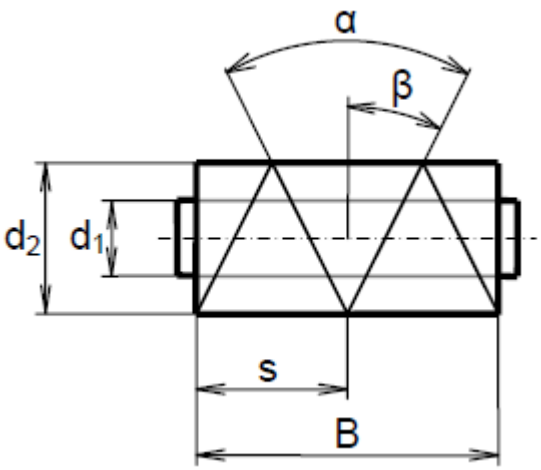
To, jaký způsobem je materiál na cívku navíjen ovlivňuje mnoho jejích vlastností jako například tvrdost návinu, délka navinuté nitě, hladkost probarvení či hladkost

odvíjení. Největší vliv na tyto vlastnosti má typ vinutí. Hlavní parametry nutné pro popis typu vinutí a velikosti cívky uvádí následující tabulka.

Tab. 1 Parametry cívky

PARAMETR	ZNAČKA	JEDNOTKA
Soukací poměr	R	[-]
Úhel křížení	α	[°]
Úhel stoupání ovinů	β	[°]
Stoupání ovinů	s	[mm]
Malý průměr návinu	d_1	[mm]
Velký průměr návinu	d_2	[mm]
Šířka návinu	B	[mm]

První čtyři parametry nám definují typ vinutí (obr. 2). Soukací poměr **R** vyjadřuje počet otáček cívky na jeden dvojzdvih rozvaděče a jeho hodnoty jsou stejně jako u zbylých tří parametrů závislé na typu vinutí. Oproti tomu malý a velký průměr návinu a šířka návinu udávají rozměry cívky a pro válcové tvary cívek jsou tedy konstantní.



Obr. 2 Parametry cívky [3]

2.2 Typy vinutí

Typ vinutí je dán parametry **R, α, β, s** a tím jak se jejich hodnoty proměňují s rostoucím poloměrem navíjení. Na vzniku typu vinutí se podílí právě ty dva pohyby, které jsou při navíjení vykonávány a tedy rotační pohyb cívky a rozvádění nitě. Vinutí můžeme rozdělit do dvou základních typů, které ještě dále rozdělujeme.

Tab. 2 Rozdělení typů vinutí

TYPY VINUTÍ	PODTYP VINUTÍ
Křížové	divoké
	přesné
	dokonale přesné
	digitální
Paralelní	

2.2.1 Křížové vinutí

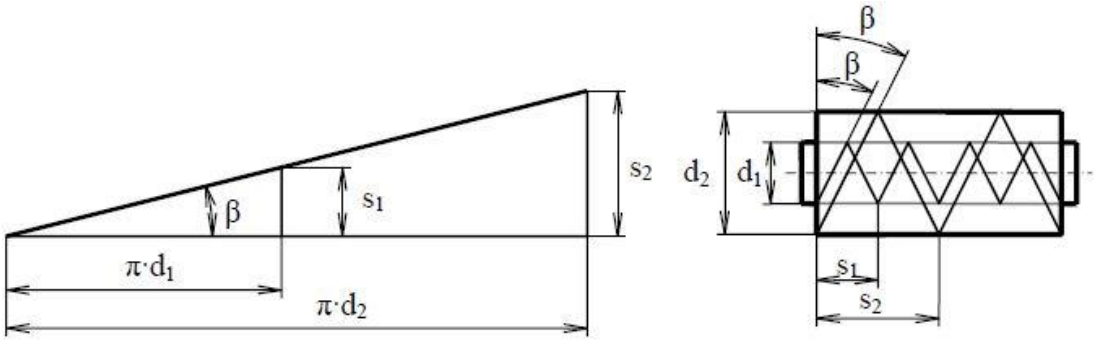
Toto vinutí se vyznačuje křížením navíjeného materiálu. Nitě jsou navíjeny se sklonem od čela o úhel stoupání ovinů **β**. V závislosti na druhu křížového vinutí se soukací poměr a úhel stoupání v průběhu navíjení mění, nebo je konstantní.

Tab. 3 Změna parametrů pro různá křížová vinutí

DRUH KŘÍŽOVÉHO VINUTÍ	SOUKACÍ POMĚR R	ÚHEL STOUPÁNÍ OVINŮ β	STOUPÁNÍ OVINŮ s	VZDÁLENOST SOUSEDNÍCH NITÍ
Divoké	mění se	konstantní	mění se	není konst.
Přesné	konstantní	mění se	konstantní	≈ konstantní
Dokonale přesné	≈ konstantní	mění se	≈ konstantní	konstantní
Digitální	konst. se skokovou	mění se v úzkém	mění se	konstantní

2.2.1.1 Divoké křížové vinutí

Divoké křížové vinutí se vyznačuje konstantním úhlem stoupáním ovinů a se zvětšujícím se průměrem cívky se mění soukací poměr a vzdálenost sousedních nití. Konstantního úhlu stoupání ovinů nejlépe dosáhneme vytvořením pevné vazby mezi obvodovou rychlostí cívky a rozváděcí rychlostí. Toto propojení se v praxi provádí poháněním cívky po obvodu. Výhodou je pak docílení konstantní navíjecí rychlosti, která je nutná pro většinu technologických strojů. Tohoto typu návinu se využívá i u rotorových dopřádacích strojů.



Obr. 3 Parametry divokého křížového vinutí [3]

Z obrázku 3 vyplývají poměry na cívce navinuté divokým křížovým vinutím. První ovin je znázorněn na průměru **d1** zatímco druhý ovin na průměru **d2**. Dále je z obrázku patrné, že úhel stoupání **β** je konstantní po celou dobu navíjení a nezávisí tedy na průměru cívky. Stoupání ovinů i délka navinuté nitě je přímo úměrná průměru cívky. Pro úhel stoupání platí vztah:

$$\tan\beta = \frac{s}{\pi.d} = konst \tag{1}$$

Z hlediska praktického využití je však lepší místo úhlu stoupání definovat úhel křížení. Úhel křížení je takový úhel, který svírají dva přes sebe položené protisměrné oviny. Jejich běžná hodnota se pohybuje mezi 20°-40°. Vztah platící pro úhel křížení na válcové cívce lze vyjádřit:

$$\alpha = 2.\beta \tag{2}$$

Vzhledem k tomu, že vzdálenosti ovinů sousedních nití nejsou konstantní a v průběhu navíjení se se změnou navíjeného průměru neustále mění, říkáme tomuto vinutí také otevřené.

Dalším důležitým parametrem je soukací poměr. Ten je třeba definovat z důvodu jeho hlavního podílu na vzniku pásmového vinutí. Soukací poměr lze vyjádřit jako počet otáček vřetene na jeden dvojzdvih rozvaděče. Dvojzdvih je úsek rozváděcího pohybu od jedné úvratě k druhé a zpět. Pro soukací poměr tedy platí vztah:

$$R = \frac{počet \quad otáček \quad vřetene}{na \quad jeden \quad dvojzdvih \quad rozváděče} \tag{3}$$

Velkou nevýhodou tohoto vinutí je, že když se poměr počtu ovinů na cívce na jeden dvojzdvih rozváděče blíží k číslům 0.5,1, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5,… nebo hodnota měnícího se soukacího poměru *R* se bude blížit k celým číslům, případně se počty stoupání ovinů se budou blížit násobkům, nebo podílům šířky cívky *B,* bude se zmenšovat mezera mezi nitěmi. Jakmile se tento poměr rovná uvedeným, nebo celým číslům, tak se nitě kladou na sebe, přičemž se tvoří pás nití, od kterého vznikl název pro tzv. pásmové vinutí. Kladení nití na sebe a těsně vedle sebe probíhá delší dobu, až pokud dalším navíjením nedojde ke změně, tj. zvětšení navíjeného průměru cívky, paradoxně právě tímto pásmovým vinutím, čímž se poměr počtu ovinů na cívce na jeden dvojzdvih rozvaděče vzdálí od uvedených čísel. [1]

Pásmové vinutí je považováno za chybu cívky u divokého vinutí, protože znemožňuje bezproblémové odvíjení nitě z cívky. Při odvíjení pásmové vinutí způsobuje strhávání více ovinů navinutých na sobě současně, což způsobuje přetrhy) a při barvení příze na cívkách způsobuje pásmové vinutí ve vytvořených zhuštěných pásech příze neprobarvenost materiálu z důvodu ztíženého pronikání barviva do těchto nahuštěných na sebe navíjených pásů. Z uvedených důvodů konstruktéři těchto navíjecích strojů používají různé způsoby pro rušení pásmového vinutí. Podstatou těchto způsobů rušení pásmového vinutí je převážně periodická, nebo programová změna rychlosti rozváděcího mechanizmu, nebo cívky v minulosti na mechanickém, v současnosti převážně na elektronickém principu, což znemožňuje v kritických oblastech dlouhodobé setrvání výše uvedeného stavu způsobujícího pásmové vinutí. [1]

Přes tento hlavní nedostatek divokého vinutí, který je více či méně řešitelný, má tento způsob vinutí řadu výhod, kvůli kterým se v textilu používá nejvíce. [1]

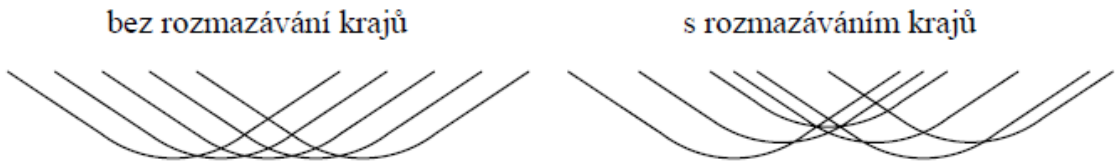
Jsou to zejména:

- dobrá stavba cívky vzhledem ke konstantnímu úhlu stoupání, což zabezpečuje dobrou vzájemnou provázanost nití,
- konstantní navíjecí rychlost vyplývající z principu tvorby tohoto vinutí, není proto nutná v průběhu navíjení regulace rychlosti navíjení,
- jednoduché a tím relativně laciné navíjecí zařízení.

Další chybou cívky, která se však vyskytuje nejen u divokého křížového vinutí, ale i u zbylých typů křížových vinutí, je hromadění návinu na kraji cívky. Tento jev nastává, vzniká-li na krajích cívky velký oblouk přechodové trajektorie. Tato trajektorie je definována zrychlováním a brzděním v krajních polohách. Takováto změna rychlosti je nutná, neboť reverzace pohybu v úvratích nelze provést okamžitě. Vlivem velkého přechodového oblouku se poté na krajích cívky hromadí příze.

Nahromaděním příze na krajích dojde v těchto místech ke zvýšení tvrdosti, což je poté problémem při barvení. Dalším důsledkem zvýšené tvrdosti je tvorba dalších vad jako je například květákový efekt či sedlový tvar cívky, které mohou následně komplikovat odvíjení příze z cívky.

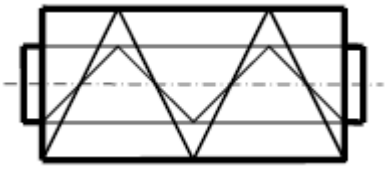
K zabránění hromadění příze na bocích se využívá postupu označovaného jako rozmazávání krajů. Tento postup spočívá v posunutí bodu vratu a je realizován přejetím rozváděcího elementu přes okraj cívky. Výsledek použití rozmazávání krajů je zobrazen na obrázku 4. Velikost rozmazávání krajů by měla být nastavitelná s ohledem na typ příze.



Obr. 4 Tvar ovinů na krajích cívky [3]

2.2.1.2 Přesné křížové vinutí

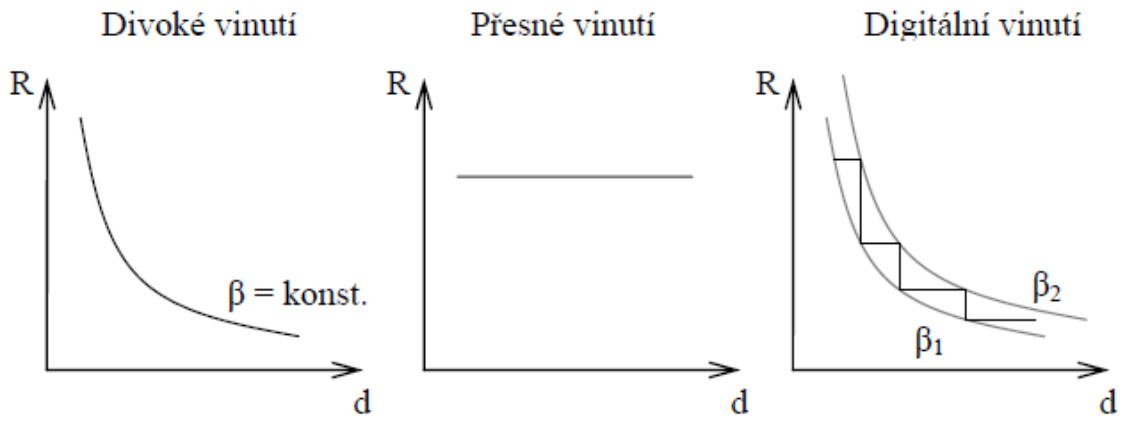
Cívky navinuté přesným křížovým vinutím mají konstantní stoupání ovinu i soukací poměr. Aby toho mohlo být dosaženo je nutné pevné svázání rozváděcí rychlosti s otáčkami cívky. Cívka je poháněna osově a s jejím rostoucím průměrem se zvyšuje i navíjecí rychlost. Proto není použití tohoto vinutí vhodné u technologických strojů, kde je třeba udržovat konstantní navíjecí rychlost. Oproti divokému vinutí je však objem zaplnění cívky podstatně vyšší a struktura přesného vinutí také umožňuje hladší odvíjení.



Obr. 5 Přesné křížové vinutí [3]

2.2.1.3 Digitální křížové vinutí

Digitální křížové vinutí nahrazuje divoké křížové vinutí u soukacích strojů. Vyznačuje se po částech konstantním soukacím poměrem a úhlem křížení pohybujícím se v určitém rozsahu. Změny soukacího poměru a úhlu křížení jsou vidět na obr. 6. Digitální vinutí spojuje výhody divokého a přesného křížového vinutí. Princip řízení však musí být realizován elektronicky, což je řešeno za pomoci vzájemné komunikace samostatných pohonů pro otáčky cívky a rozváděcí rychlost. Digitální vinutí je vhodné zejména pro barvení.



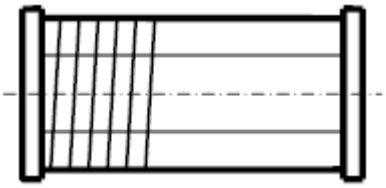
Obr. 6 Průběhy soukacích poměrů u jednotlivých typů křížových vinutí [3]

2.2.1.4 Dokonale přesné křížové vinutí

Dokonale přesné křížové vinutí vychází v přesného křížového a dále ho zdokonaluje. Jeho úkolem je zajištění stále stejné nulové mezery mezi sousedními navinutými nitěmi a tím maximalizaci množství navinuté příze pro daný průměr cívky. Praktická realizace vyžaduje elektronické řízení převodového poměru, osově poháněnou cívkou, s rozváděcí rychlostí.

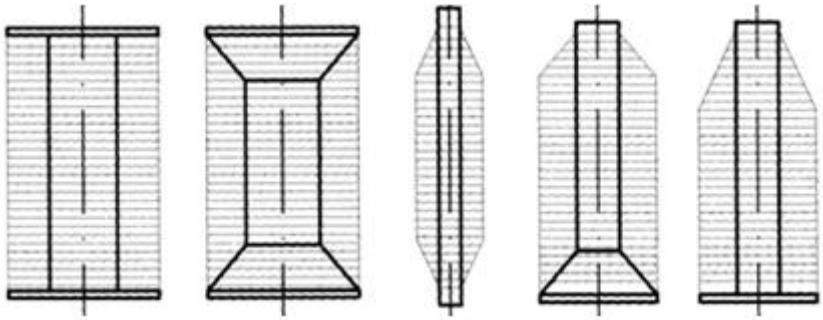
2.2.2 Paralelní vinutí

Paralelní vinutí, někdy také označováno jako rovnoběžné, vzniká, pokud je navíjecí rychlost výrazně větší než rychlost rozváděcí. Dochází zde k navíjení příze rovnoběžně těsně vedle sebe, takže úhel stoupání je minimální a stoupání ovinů jen o trochu větší než průměr příze. Nevýhodou je malá podélná soudržnost vinutí. Pro zajištění soudržnosti se využívá zkosení čel návinů či dutinek s přírubami.



Obr. 7 Paralelní vinutí [3]

Tohoto vinutí je využíváno pro dosahování vysokých navíjecích rychlostí (vzhledem k relativně pomalé rychlosti rozvádění), čehož se využívá při zvlákňování. Paralelní ukládání materiálu u rovnoběžného vinutí má mimo vysokých navíjecích rychlostí ještě tu výhodu oproti jiným druhům vinutí, že vzhledem k absenci křížení vláken zde nedochází k pomačkání navíjeného materiálu.



Obr. 8 Tvary cívek pro paralelní vinutí [3]

2.3 Navíjecí mechanismy pro divoké křížové vinutí

Pro vytvoření návinu s vhodnými parametry musí navíjecí mechanismus plnit několik funkcí. Musí zajistit přenos kroutícího momentu na cívku, což bývá většinou realizováno za pomoci navíjecího hřídele, na kterém je umístěn navíjecí váleček obvodově pohánějící cívku, a cívkového rámu držícího cívku. Dalším úkolem je zajištění konstantního přítlaku cívky na navíjecí válec a tlumení kmitání navíjecích ramen, ke kterému dochází vlivem ovality návinu či vadám příze. Musí také zajistit rozvádění příze.

2.3.1 Způsoby rozvádění příze

Všechny systémy lze rozdělit do dvou základních kategorií:

1) Systémy hmotného rozvádění – veškeré mechanismy využívající k rozvádění příze vodič. Obvykle se využívá keramického vodiče pohybujícího se společně s rozvádění tyčí, na kterou je uchycen. Nevýhodou těchto systémů je omezení dynamickými silami působícími v úvratích, čímž je limitována navíjecí rychlost. Naopak výhodou je možnost využití centrálního mechanismu pro rozváděcí pohyb. Tyto systémy jsou využívány převážně na technologických strojích, které vyžadují konstantní navíjecí rychlost, což tyto systémy dokáží zajistit.

2) Systémy nehmotného rozvádění – systémy rozvádějící přízi pomocí drážky, což je nejčastěji realizováno rozváděcím válečem. Tyto systémy jsou velmi jednoduché a dosahují vysokých navíjecích rychlostí. Vzhledem k nutnosti rušení pásmového vinutí jimi však nelze docílit konstantní navíjecí rychlosti, což brání jejich využití pro technologické stroje. Využívají se pouze u soukacích strojů, kde proměnná navíjecí rychlost způsobována rušením pásmového vinutí nevadí navíjecímu procesu.

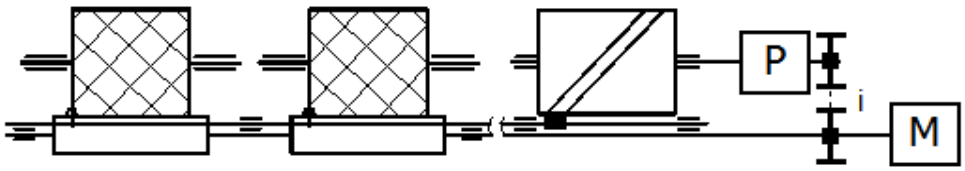
2.3.2 Stávající navíjecí mechanismy technologických strojů

Z konstrukce divokého vinutí vyplývá, že všechny tyto mechanismy musejí být založeny na principu obvodového pohánění cívky a různě řešeném rozváděcím mechanismu. Nejstarším používaným principem je využití centrální rozváděcí vačky. Novějším systémem je pak rozvádění pomocí ozubeného řemene poháněného řízeným pohonem. Mezi nejnovější systémy patří rozvádění rozváděcí tyče pomocí klikového mechanismu poháněného pomocí řízeného pohonu.

2.3.2.1 Tvorba návinu pomocí centrální rozváděcí vačky

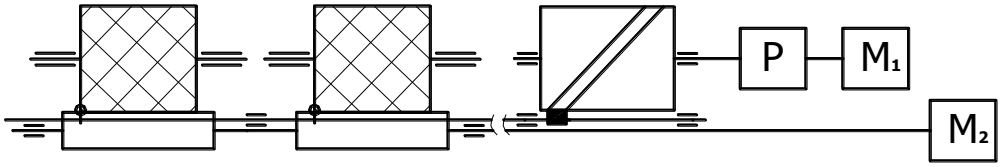
Mechanismus tvorby návinu za pomoci centrální vačky je v současnosti asi nejpoužívanějším způsobem rozvádění u rotorových dopřádacích strojů. Vačkový mechanismus bývá umístěn na boku stroje a rozváděcí pohyb je zajištěn po celé délce stroje pomocí rozváděcí tyče. Řadí se tedy mezi systémy hmotného rozvádění.

Společně s centrální vačkou se u tohoto mechanismu využívá také centrálního pohonu pro navíjecí hřídel, která následně přes navíjecí válce obvodově pohání cívky. Hřídel je převodem svázán s rozváděcím mechanismem, čímž je zajištěn konstantní poměr mezi rozváděcí a navíjecí rychlostí a tedy i konstantní úhel stoupání ovinů. Úhel stoupání lze měnit změnou převodového poměru **i**. Rušení pásmového vinutí lze docílit periodickou změnou převodového poměru **i** vložením diferenciálu před náhon vačky. Navíjecí mechanismus je zobrazen na obrázku 9.



Obr. 9 Mechanismus tvorby divokého vinutí s využitím centrálního pohonu [1]

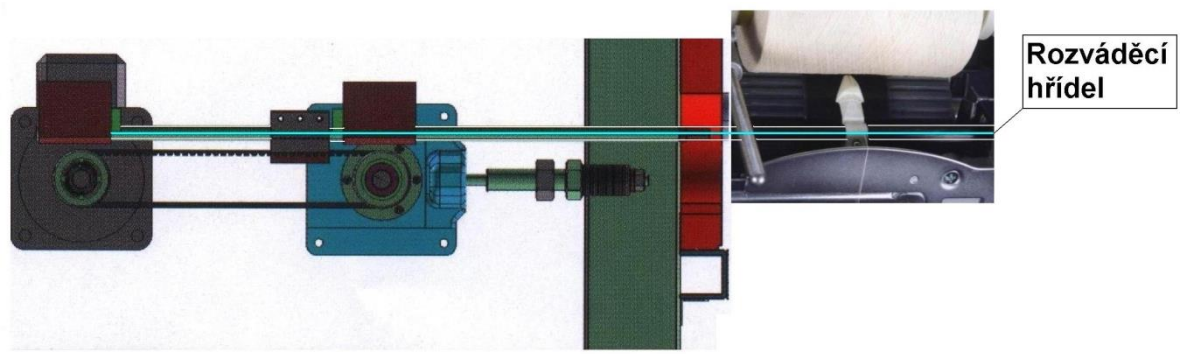
Dalším možností konstrukce mechanismu s centrální vačkou je použití jednoho samostatného pohonu pro rozvádění a druhého pro pohon navíjecího hřídele. Toto uspořádání je výhodnější, umožňuje elektronicky měnit a programovat rychlost navíjení, úhel křížení α a rušení pásmového vinutí změnou otáček motoru.



Obr. 10 Mechanismus tvorby divokého vinutí s využitím samostatných pohonů [1]

2.3.2.2 Tvorba návinu pomocí rozváděcího řemenu

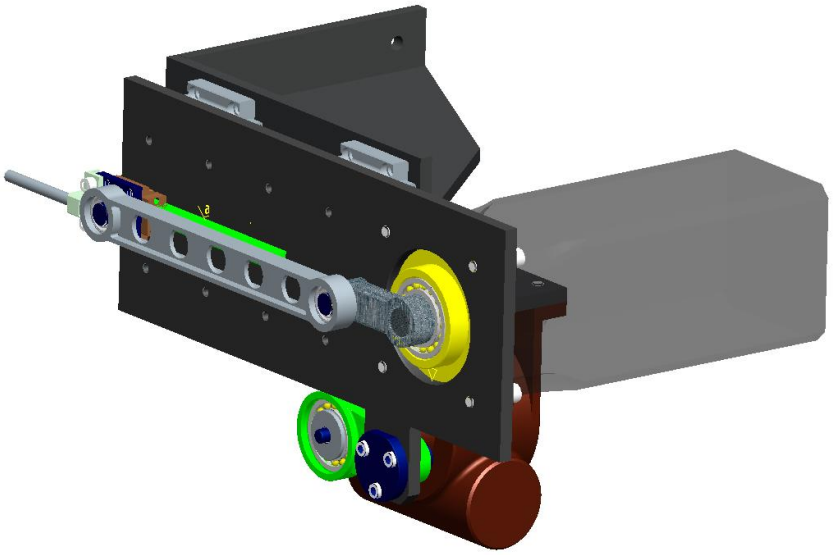
Tento mechanismus využívá pro tvorbu návinu ozubený řemen poháněný řízeným pohonem (obr. 11). Na řemen je uchycena rozváděcí tyč s vodícími očky, s jejíž pomocí dochází k rozvádění příze po cívce. Plně elektronické řízení dává možnost navíjení různé šířky návinů, umožňuje rušit pásmové vinutí a zároveň je schopno rozmazávání krajů jednoduše naprogramovaným přejížděním přes kraje cívky. Mechanismus se stejně jako předchozí řadí mezi systém hmotného rozvádění.



Obr. 11 Mechanismus tvorby divokého vinutí využitím rozváděcího řemenu [1]

2.3.2.3 Tvorba návinu pomocí klikového hřídele

Navíjecí mechanismy s klikovým hřídelem (obr. 12) patří mezi jedny z nejnovějších. Základní princip tohoto systému spočívá v tom, že na rozváděcí člen se působí ojnicí otočně uloženou na hlavní klice, jejíž úhlová rychlost se rotačním elektronicky řiditelným pohonem řízeným řídícím ústrojím při pohybu rozváděcího prvku z jedné úvratě do druhé plynule zpomaluje nebo zrychluje v přímé závislosti na požadovaném průběhu rychlosti, požadovaném úhlu křížení nebo poloze rozváděcího prvku. Jejich výhodou jsou lepší vlastnosti z hlediska dynamických zatížení a také přesné polohy úvratí. Pro docílení rozmazávání krajů je nutné pohybovat celým mechanismem. [4]

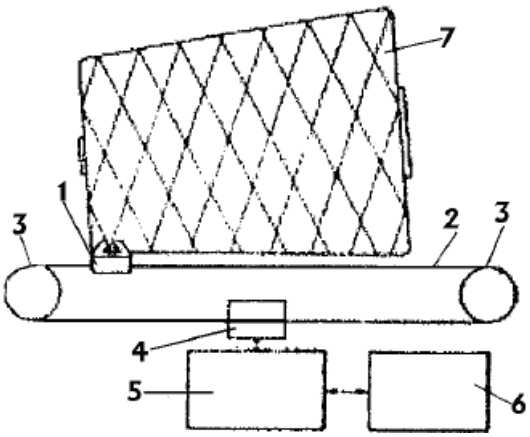


Obr. 12 Model klikového rozváděcího mechanismu s řízeným pohonem [4]

2.3.3 Stávající navíjecí mechanismy soukacích strojů

2.3.3.1 Zařízení s krokovým motorem (1989-212)

Tento patent (obr. 13) je velice podobný mechanismu s rozváděcím řemenem. V tomto případě je však řemínek nahrazen lankem a příze je místo rozváděcí tyče rozváděna pomocí rozváděcího vodiče. Zařízení k navíjení textilních cívek je umístěno proti navíjené cívce (7) a skládá se z rozváděcího vodiče (1), upevněného na lanku (2), ve tvaru uzavřené smyčky. Lanko (2) je uloženo na poháněné kladky (3) a poháněcí kladku (4), která je spojena s krokovým motorem (5), připojeným k řídicímu mikropočítači (6). Zařízení k navíjení textilních cívek je využitelné v textilním průmyslu, při navíjení cívek na dopřádacích a soukacích strojích. [6]



Obr. 13 Rozvádění krokovým motorem

2.3.3.2 Tvorba návinu pomocí rozváděcího válečku

Tvorba návinu pomocí rozváděcího válečku není v současné době využívána na žádném z technologických strojů tedy ani na rotorových strojích. Mechanismus (obr. 14) je určen především pro soukání. Princip tvorby vinutí spočívá v rozvádění příze za pomoci rozváděcího válečku, který zároveň obvodově pohání cívku. Protože je příze rozváděna drážkami ve válečku, není nutný další element pohybující se od úvratě k úvrati a tím odpadá nepříznivé působení dynamických sil v těchto místech. Je to tedy typický představitel systému nehmotného rozvádění. Rušení pásmového vinutí je prováděno programovou periodickou změnou otáček rozváděcího válečku, čímž dochází k prokluzu příze mezi válečkem a cívkou. Rozmazávání krajů bývá zajištěno přesouváním rozváděcího válečku přes okraje cívky, což může být realizováno například magneticky. Neboť zde nepůsobí dynamické síly limitující navíjecí rychlost, je tato rychlost omezena pouze přetrhovostí nitě.

Obr. 14 Tvorba návinu pomocí rozváděcího válečku [1, 2]

Tento způsob tvorby divokého vinutí je zde zmíněn, neboť je na jeho principu založen navrhovaný nový navíjecí mechanismus (viz kap. 3)

2.3.4 Problémy současných mechanismů pro technologické stroje

Většina v současnosti používaných navíjecích mechanismů využívaných na BD strojích je založena na principu hmotného rozvádění. Tyto systémy však mají svá omezení. U vačkových mechanismů je největším nedostatkem vznik vysokého kontaktního tlaku mezi kladkou a vačkami v místech přechodů úvratí. To vede k postupnému opotřebovávání funkčních ploch vačky a následnímu vzniku vůlí, které tento problém dále prohlubují. Vůle v mechanismu se mohou negativně projevit v kvalitě návinu. Dále způsobují vznik rázů a chvění, což limituje použití vyšších navíjecích rychlostí.

Další omezení spočívá v rozváděcím pohybu rozváděcí tyče. Vlivem vysokých zrychlení zde vznikají velké setrvačné síly, které tyč podélně deformují. Velikost přípustné deformace pak omezuje rozváděcí rychlost.

Tyto problémy jsou více méně u všech systémů s hmotným rozváděním pomocí rozváděcí tyče u těchto technologických strojů. Vzhledem k požadované délce těchto strojů není možné násobné zvyšování navíjecí rychlosti u těchto systémů.

3 Návrh řešení nového navíjecího mechanismu

Úkolem diplomové práce bylo navrhnout navíjecí mechanismus, který by byl schopen zajistit stále zvyšující se nároky na hodnoty navíjecích rychlostí nejen u rotorových dopřádacích strojů, ale i u dalších technologických strojů pro vysokorychlostní výrobu příze, tj. s možností násobného zvýšování navíjecí rychlosti.

3.1 Výběr vhodného řešení

Pro návrh navíjecího mechanismu se nabízí dvě možnosti řešení. Navrhnout navíjecí mechanismus, jehož rozváděcí systém bude založen na úplně novém principu rozvádění, který nebude limitován výše zmíněnými nedostatky. Druhou možností je pokusit se využít současných způsobů rozvádění, avšak vyhnout se jejich nedostatkům. Protože se pro cívky BD strojů využívá divoké křížové vinutí, je třeba vybírat mezi rozváděcími systémy realizující právě tento typ vinutí.

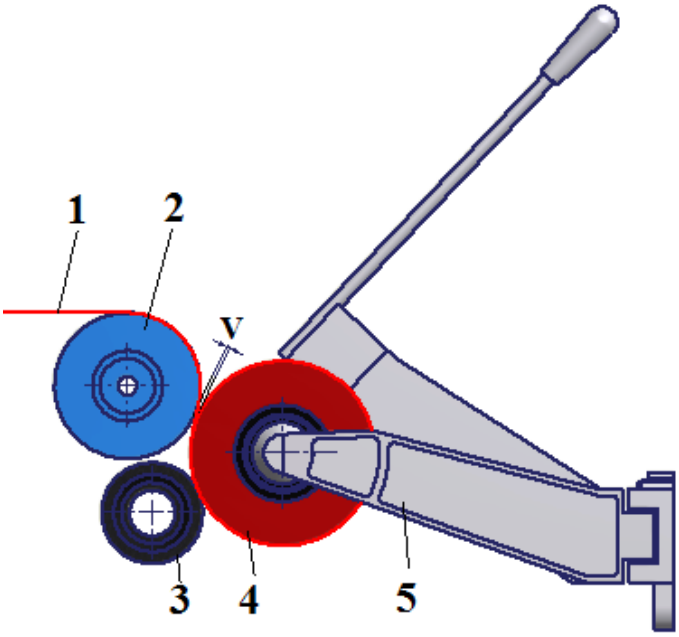
Zhodnocením již existujících možností lze dojít k závěru, že pro navíjecí mechanismy založené na principu hmotného rozvádění, bude do budoucna velice obtížné zvyšovat rozváděcí rychlosti a překonávat s tím spojené narůstající dynamické síly. Pomineme-li tedy tyto principy, nabízí se možnost využití rozváděcího válečku. Je zde ale potřeba řešit odstraňování pásmového vinutí jiným způsobem.

3.2 Rozbor nového navíjecího mechanismu

3.2.1 Rozbor rozváděcího systému

Navrhované řešení nového navíjecího mechanismu pro technologické stroje je založeno na využití rozváděcího válečku pro rozvádění příze a vytvoření divokého vinutí na cívce. Z kapitoly 2.2.1.1 plyne, že pro tvorbu divokého křížového vinutí je nutné pevné svázání rotace cívky a rozváděcího pohybu, což se řeší obvodovým náhonem cívky za pomoci navíjecího hřídele. Z kapitoly 2.3.3.2 pak víme, že v případě rozváděcího válečku, váleček zároveň obvodově pohání cívku. To má však za následek neudržitelnost konstantní navíjecí rychlosti, při rušení pásmového vinutí. Pro použití rozváděcího válečku pro BD stroj je tedy nutné tento problém odstranit. Možným řešením je pro obvodový náhon cívky a tedy i odtah příze využít navíjecího hřídele a na něm umístěném navíjecího válečku. U tohoto navíjecího mechanismu (obr. 15) je tedy příze (1) rozváděna rozváděcím válečkem (2) avšak cívka (4) je poháněna pomocí

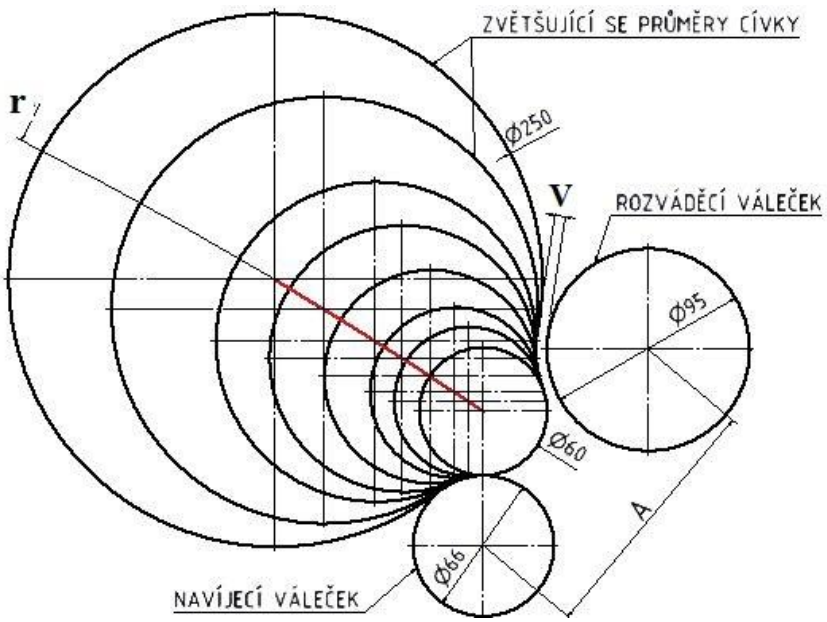
navíjecího hřídele s navíjecím válečkem (3) jako je tomu u většiny mechanismů. K zajištění funkčnosti tohoto uspořádání je třeba docílit toho, aby cívka a rozváděcí váleček byly od sebe vzdáleny o minimální zhruba stále konstantní hodnotu **V**. Navíjením příze na cívku však dochází ke zvětšování jejího průměru, což komplikuje udržení této mezery. Protože rozváděcí i navíjecí válečky jsou pevně uchyceny na hřídelích, udržení mezery lze provést pouze posuvem cívky. K posuvu cívky bude v podstatě docházet tak, že při zvětšování jejího průměru bude odtlačována od navíjecího válečku a její střed se bude pohybovat po určité trajektorii. Tímto způsobem lze teoreticky zajistit konstantní navíjecí rychlost, i při změně otáček rozváděcího válečku k rušení pásmového vinutí.



Obr. 15 Princip řešení navíjecího mechanismu

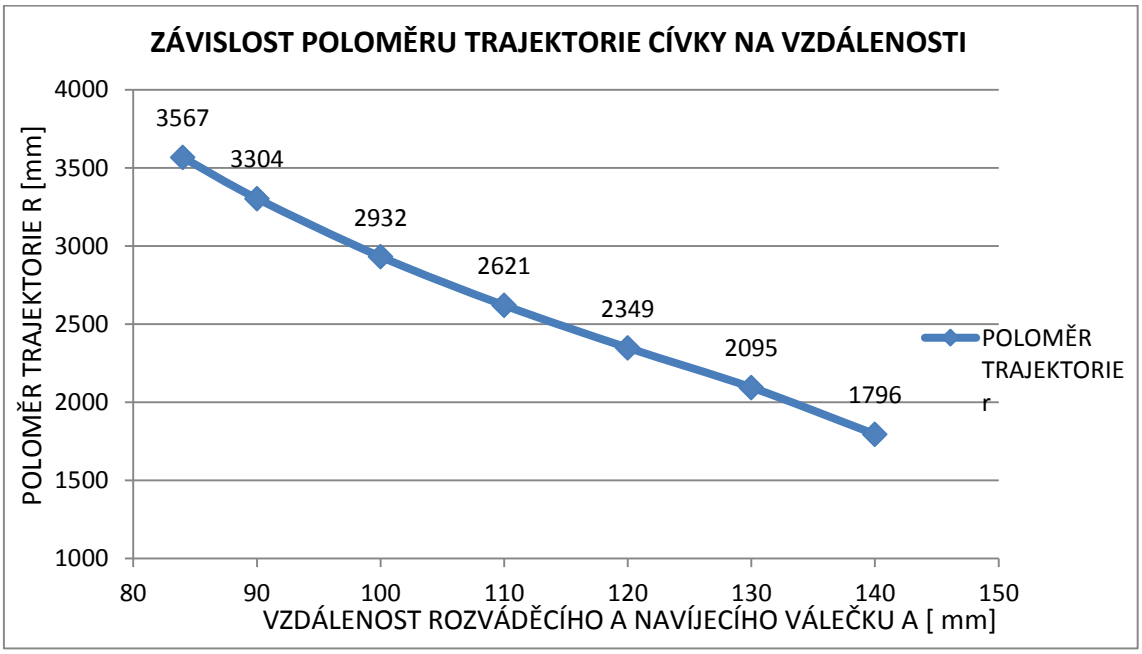
3.2.1.1 Vyšetření trajektorie pohybu cívky

Sestrojením grafického řešení (obr. 16) lze zjistit, po jaké trajektorii se musí cívka pohybovat. Tvar trajektorie lze vyšetřit při zadání počátečních podmínek, do nichž patří tečná vazba mezi navíjecím válečkem a cívkou a dodržení konstantní vzdálenosti **V** mezi rozváděcím válečkem a cívkou. Následným vytvořením několika různých průměrů cívek dostaneme souřadnice jejích středů. Proložením křivky těmito středy získáme trajektorii pohybu cívky. Tato trajektorie je s minimálními odchylkami, přibližně kruhového tvaru o poloměru **r**. Odchylky průchodu kruhové trajektorie od středů cívky nedosahují hodnot větších než 0.07mm.



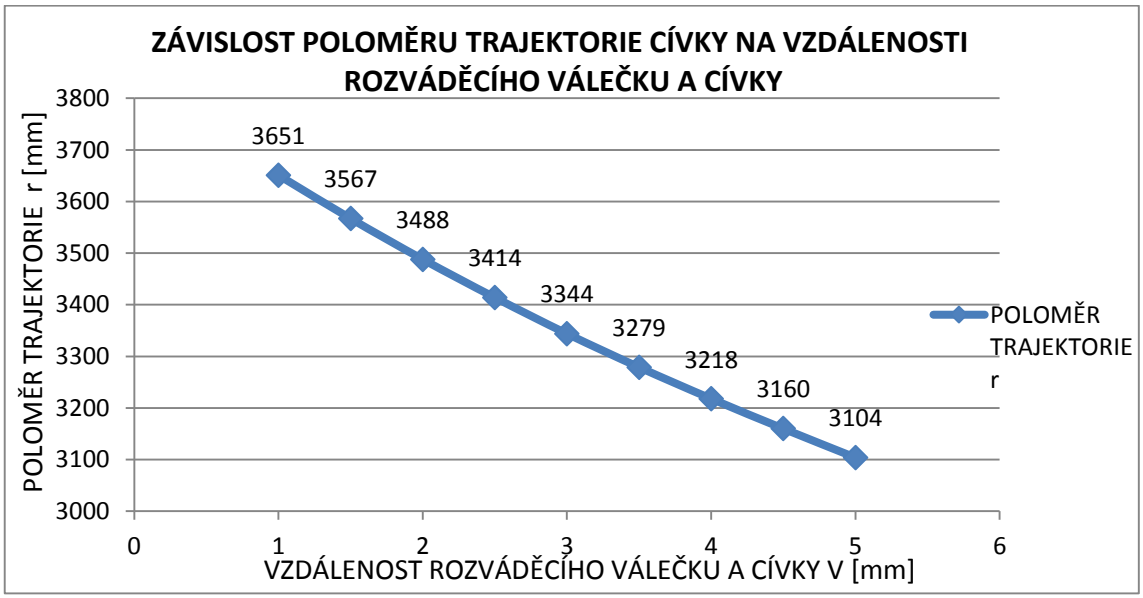
Obr. 16 Grafické určení trajektorie pohybu středu cívky

Souřadnice středů cívky a tedy i poloměr trajektorie **r** jsou závislé na vzdálenosti **A** navíjecího a rozváděcího válečku, na velikosti mezery **V** mezi rozváděcím válečkem a cívkou, dále pak na průměru navíjecího a rozváděcího válečku, které jsou však v našem případě konstantami danými skutečnými rozměry válečků. Závislost poloměru **r** na vzdálenosti **A** vyjadřuje graf na obrázku 17. Velikosti poloměrů odpovídají nastavení velikosti mezery V=1,5 mm. Počáteční průměr navíjené cívky je 60 mm a koncový poté 250 mm.



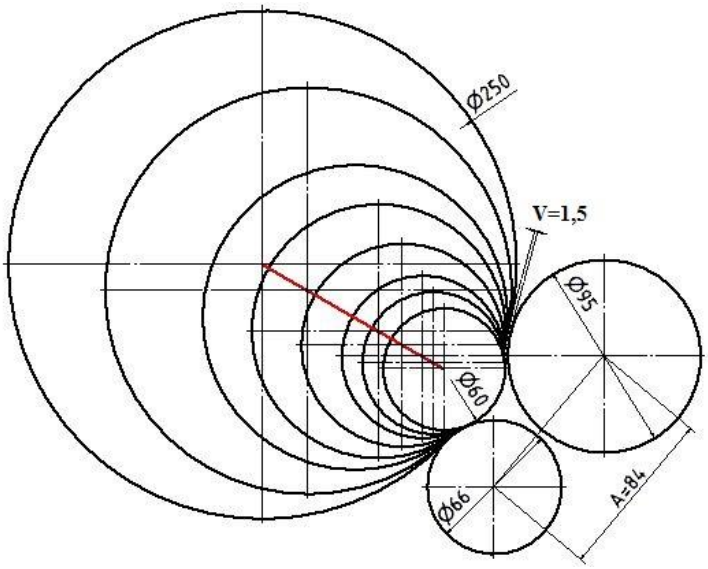
Obr. 17 Změna poloměru trajektorie

Závislost poloměru **r** na velikosti mezery **V**, pak vyjadřuje graf (obr. 18). Velikosti poloměrů odpovídají nastavení vzdálenosti A=84 mm.



Obr. 18 Změna poloměru trajektorie

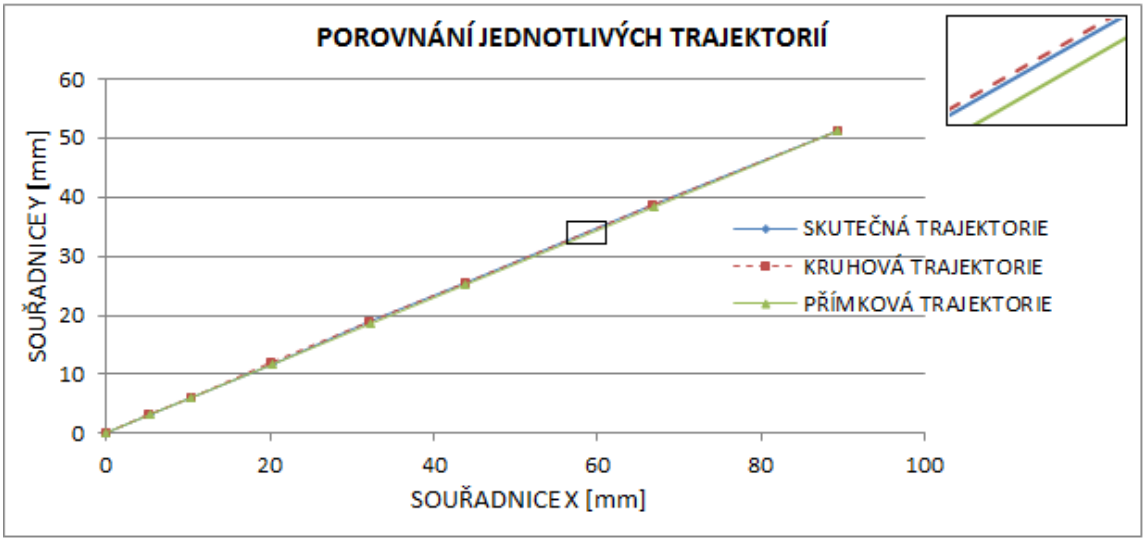
Z prvního z přecházejících grafů vyplývá, že čím menší bude vzdálenost **A** navíjecího a rozváděcího válečku, tím větší bude také poloměr trajektorie **r** cívky. Z druhého pak lze vyčíst, že čím menší bude vzdálenost **V** rozváděcího válečku a cívky, tím větší bude poloměr trajektorie **r**.



Obr. 19 Nastavení ideálních parametrů

Pohyb cívky po kruhové trajektorii by se z praktického hlediska realizoval jen obtížně. Avšak vzhledem tomu, že cívka opisuje pouze krátkou část této trajektorie a

také díky poměrně vysokým hodnotám poloměrů, lze uvažovat o jejím nahrazení trajektorií přímkovou. Nejvíce se přímkovému pohybu cívky přiblížíme nastavením co nejmenší vzdálenosti **A** a co nejmenší mezery **V**. Minimální hodnoty těchto vzdáleností jsou limitovány pouze skutečnými rozměry válečků a cívky. Jako ideální se jeví nastavení hodnoty A=84 mm a V=1,5 mm. Tyto poměry včetně přímkové trajektorie zachycuje obrázek 19.

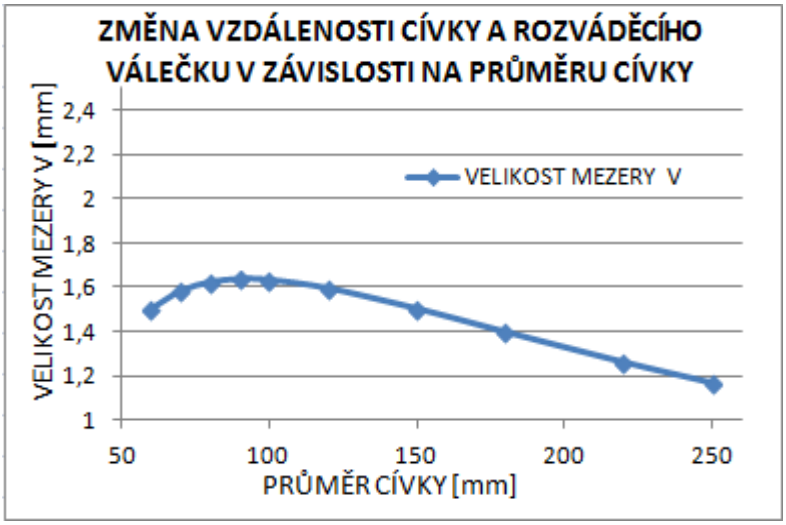


Obr. 20 Porovnání odchylky kruhové a přímkové trajektorie od skutečné

Možnost nahrazení skutečné trajektorie kruhovou a následně dokonce přímkovou potvrzuje následující graf (obr. 20). Jak je vidět trajektorie se téměř překrývají a odchylky jsou minimální.

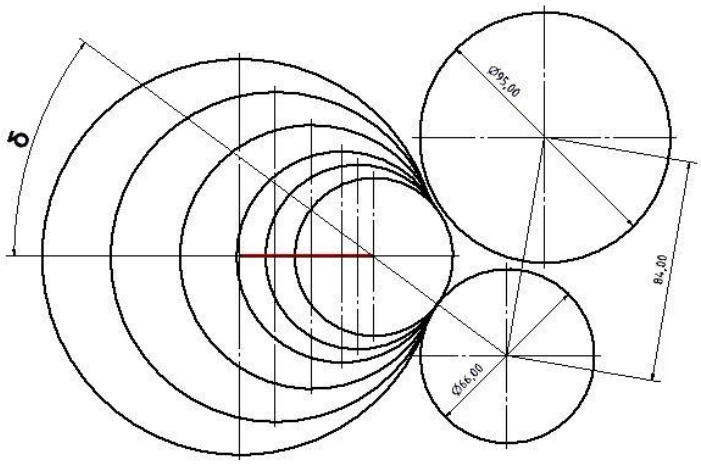
Z praktického hlediska však nezáleží až tolik na tom, s jakými odchylkami lze nahradit skutečnou trajektorii, jako spíš jak se tyto odchylky projeví ve změně velikosti mezery **V** mezi cívkou a rozváděcím válečkem. Ke zjištění kolísání velikosti mezery nejlépe poslouží vytvoření 3D modelu, který bude sestaven podle doposud získaných parametrů. Změnou velikosti průměru cívky a současným měřením mezery mezi ní a rozváděcím válečkem získáme potřebné hodnoty. Ty jsou zaneseny do tabulky 4.

ÚHEL δ	PRŮMĚR CÍVKY R	VELIKOST MEZERY B
36,61	60	1,5
	70	1,581
	80	1,621
	90	1,635
	100	1,631
	120	1,593
	150	1,501
	180	1,396
	220	1,26
	250	1,166



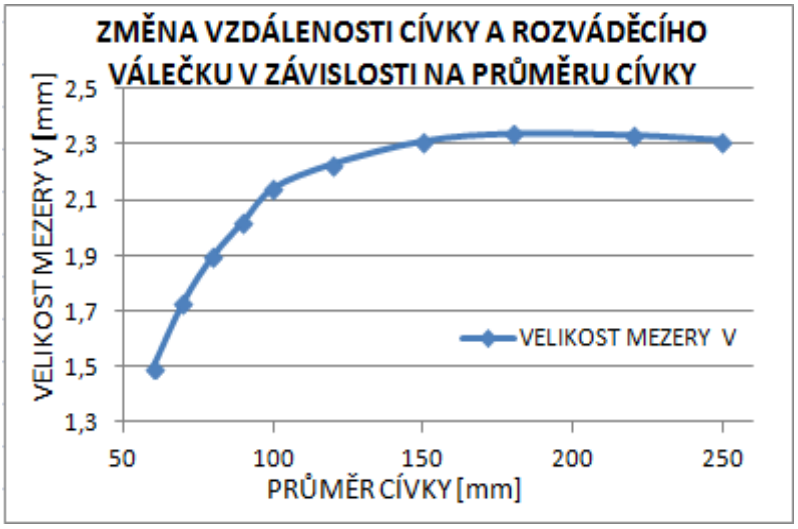
Tab. 4 Změna vzdálenosti cívky a rozváděcího válečku při změně průměru cívky

Z předcházející tabulky vyplývá, že hodnoty se od počáteční velikosti mezery neodchylují o více než 0,35 mm, což je přijatelná hodnota. Průběh odchylky je však nevyhovující. Nejdříve dochází ke zvětšování vzdálenosti **V** a poté k jejímu zmenšení. Tato vzdálenost má však vliv na tvar okrajů cívky, proto je vhodné, aby byla buď konstantní, nebo se pouze zvětšovala či zmenšovala. Ovlivnit průběh odchylky lze pozměněním počátečního úhlu **δ** trajektorie (obr. 22), ovšem pouze za cenu zvětšení hodnoty této odchylky. V tabulce 5 je úhel **δ** rovem 36,61°. Tato hodnota odpovídá úhlu, při němž docílíme nejnižší odchylky vzdálenosti. Zvětšením tohoto úhlu docílíme vhodnějšího průběhu, ale také zvětšení odchylky vzdálenosti od počáteční hodnoty, jak je uvedeno v tabulce 5.



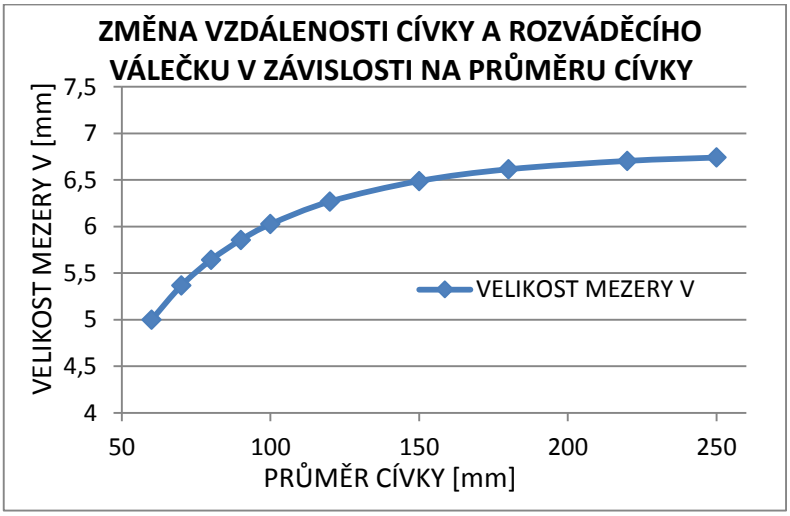
Obr. 21 Počáteční úhel trajektorie

ÚHEL δ	PRŮMĚR CÍVKY	VELIKOST MEZERY
37,9	60	1,5
	70	1,733
	80	1,901
	90	2,024
	100	2,144
	120	2,232
	150	2,314
	180	2,341
	220	2,335
	250	2,318



Tab. 5 Změna průběhu velikosti odchylky při změně počátečného úhlu trajektorie

Z tabulky a grafu vidíme, že úpravou počátečního úhlu **δ** došlo k upravení trajektorie do vhodnějšího tvaru. Nicméně velikost maximální odchylky od počátečního nastavení stoupla na 0,818mm. Hodnota maximální odchylky bude také záležet na výchozí hodnotě. Čím větší bude, tím větších odchylek dosáhneme. Například při počátečním nastavení vzdálenosti V=5mm bude maximální odchylka dosahovat už 1,75 mm (obr. 22) .



Obr. 22 Průběh velikosti mezery V při počátečním nastavení V=5mm

Je třeba zdůraznit, že veškeré hodnoty jsou pouze teoretické a jejich skutečné velikosti lze jen těžko odhadovat. Zatímco v 3D modelu je cívka brána jako dokonale tuhá, ve skutečnosti má určitou tvrdost a vlivem přítlaku bude docházet k její deformaci, což se zcela jistě projeví na hodnotě odchylky **V**. Stejně tak může být ovlivněna mnoha dalšími faktory. Parametry doporučené v této kapitole proto mohou být brány pouze

jako výchozí pozice. Prakticky bude třeba správného nastavení docílit zkouškami zařízení.

3.2.2 Návrh systému rušení pásmového vinutí

Systém rušení pásmového vinutí je založen na stejném principu, jako je u tomu i u ostatních navíjecích mechanismů. Pohon rozváděcího válečku zajišťuje asynchronní motor. Jeho otáčky jsou řízeny frekvenčním měničem. Rušení pásmového vinutí lze tedy jednoduše provést periodickou změnou otáček rozváděcího válečku. Na rozdíl od soukacích strojů zde změna otáček rozváděcího válečku nemusí být skoková, ale plynulá v určitém rozsahu.

3.2.3 Návrh systému rozmazávaní krajů

U většiny navíjecích mechanismů bývá rozmazávání řešeno přejížděním rozváděcího elementu přes kraje cívky. Zde je však příze rozváděna drážkami rozváděcího válečku. Jedinou možností jak přesunout přízi přes okraje cívky je posunutí celého rozváděcího válečku včetně hřídele, na níž je pevně uchycen. Toho je docíleno pomocí pneumatického válce. Jeho použití umožňuje plynulé přesouvání válečku. Nikoliv skokové jak je tomu u magnetických systémů. Další výhodou využití pneumatického válce je možnost vytvoření mechanických dorazů a tedy možnost nastavení velikosti rozmazávání krajů.

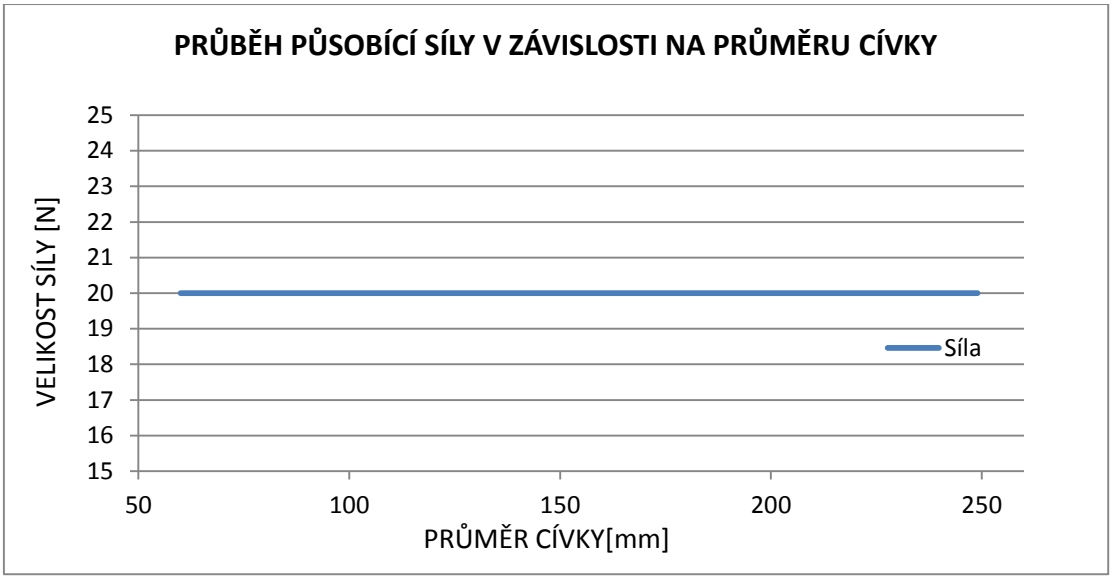
3.2.4 Návrh systému tlumení kmitů navíjecích ramen

Tlumení kmitů je založeno na principu tření. Při posunu cívky po přímkové trajektorii se využívá třecího elementu přitlačovaného na brzdící tyč. Velikost třecí síly je zabezpečeno regulačním šroubem přes pružinu.

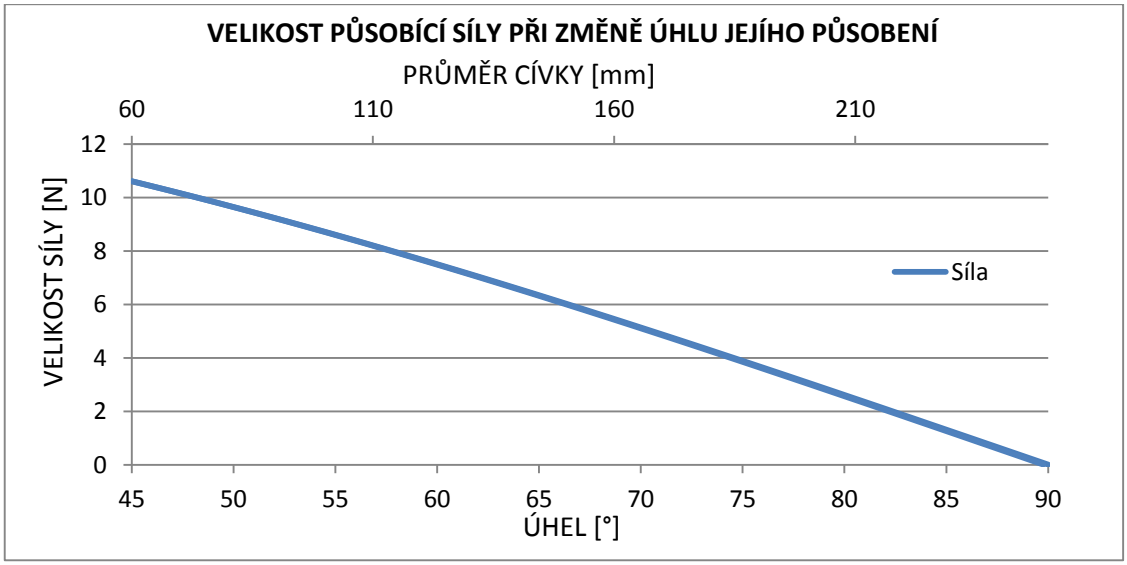
3.2.5 Návrh systému přítlaku

Přítlak hraje při tvorbě návinu důležitou roli. Jeho velikost ovlivňuje hlavně tvrdost a kvalitu návinu. V průběhu navíjení by se měla hodnota přítlaku snižovat, případně zůstat alespoň konstantní. Musí mít také dostatečnou hodnotu, aby nedocházelo k prokluzu mezi navíjecím válečkem a cívkou, která je jím poháněna. Tím by mohlo dojít ke vzniku vad na návinu. Vhodná velikost přítlaku pro vznik optimální tvrdosti cívky se pohybuje okolo 30N.

V případě nového navíjecího mechanismu je problém přítlaku vyřešen využitím dvojice pneumatických válců. První z nich působí proti směru narůstání cívky ve stále stejném směru a stále stejnou konstantní silou (obr. 23). Druhý je umístěn tak, že se při posouvání cívky vlivem zvětšování průměru mění úhel působení síly od válce. Změnou úhlu působení síly se dosáhne postupného snižování síly proti směru posuvu cívky (obr. 24).

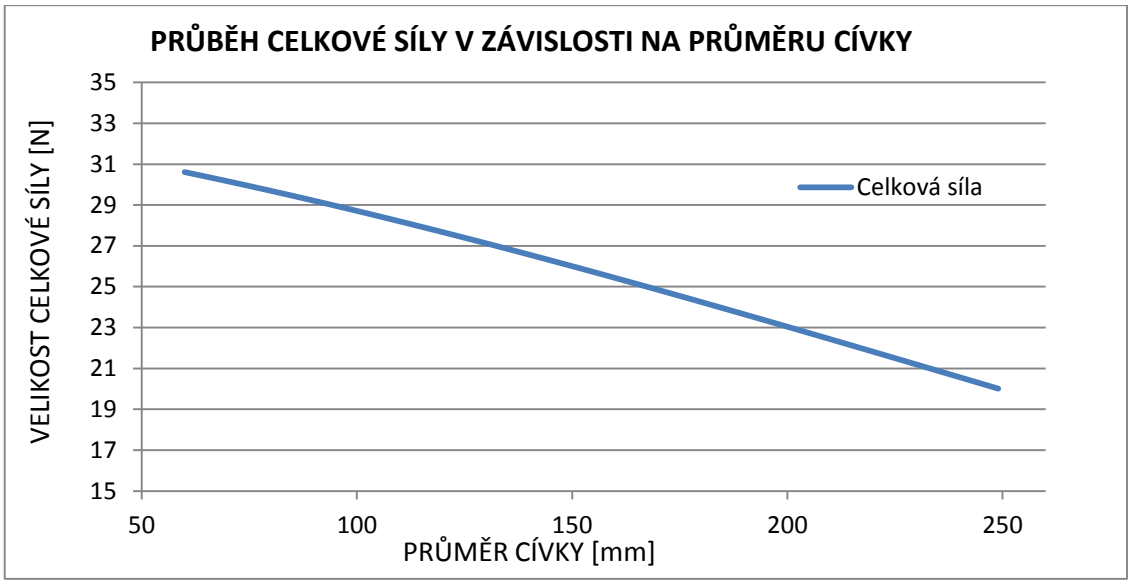


Obr. 23 Průběh síly prvního pneumatického válce



Obr. 24 Průběh síly druhého pneumatického válce při změně úhlu jejího působení

Sloučením těchto dvou sil, dostaneme celkové hodnoty průběhu přítlačné síly po celou dobu navíjení cívky (obr. 25).



Obr. 25 Průběh celkové přítlačné síly

Předchozí obrázky naznačují jedno z možných nastavení přítlačných sil. Výhodou použití pneumatických válců je možnost různých nastavení těchto sil. Díky redukčním ventilům lze nakombinovat různá nastavení pro každý z válců a tím docílit požadované výše i průběhu přítlaku.

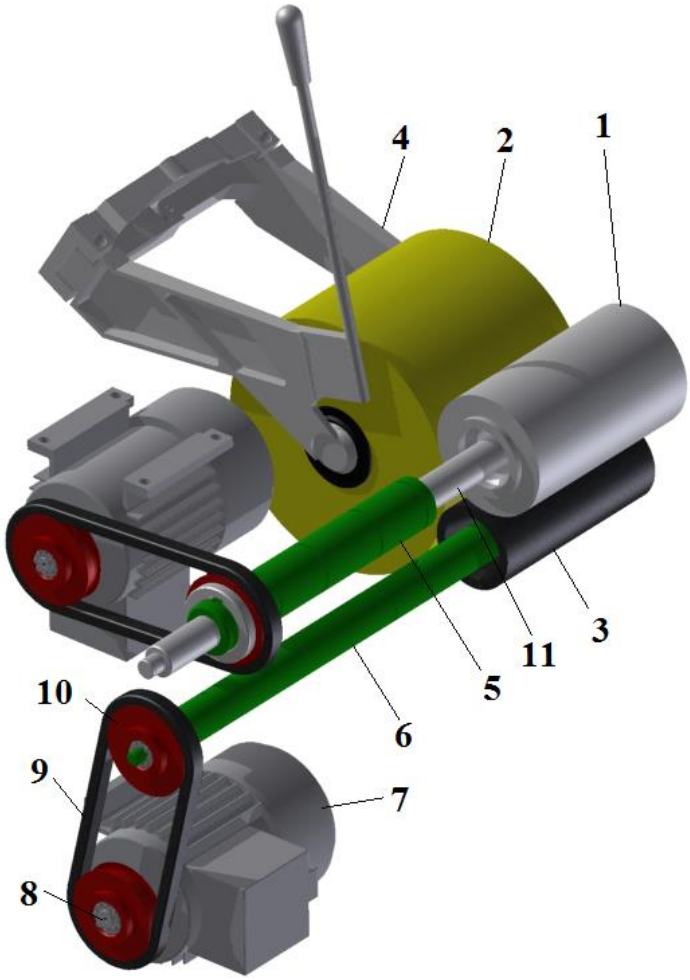
4 Konstrukční část

Předchozí kapitola popisuje principy, na nichž jsou založeny jednotlivé systémy navíjecího mechanismu. V této kapitole je popsáno konstrukční řešení těchto částí.

4.1 Konstrukční řešení pohonů

Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole k pohonu rozváděcího a navíjecího válečku je využito asynchronních motorů (7). Aby bylo možné nastavení určité hodnoty navíjecí rychlosti, jsou otáčky motoru navíjecího válečku (3) řízeny pomocí frekvenčního měniče. Jeho použití je výhodné i v případě druhého motoru, kde je využit pro změnu otáček rozváděcího válečku (1), čímž lze rušit pásmové vinutí.

Na výstupní hřídele asynchronních motorů jsou pomocí svěrných pouzder (8) upevněny ozubené řemenice (10), které přes ozubené řemeny (9) přenáší kroutící moment. V prvním případě na navíjecí hřídel (6), v druhém pak na náboj (5) rozváděcího hřídele (11). Na náboji i navíjecím hřídeli jsou umístěny druhé řemenice. Ty však přenášejí kroutící moment s využitím těsného pera a jejich axiálnímu pohybu zabraňují pojistné kroužky. Převodový poměr mezi řemenicemi je 1:1, z čehož plyne, že jejich otáčky jsou totožné.



Obr. 26 Schéma pohonů

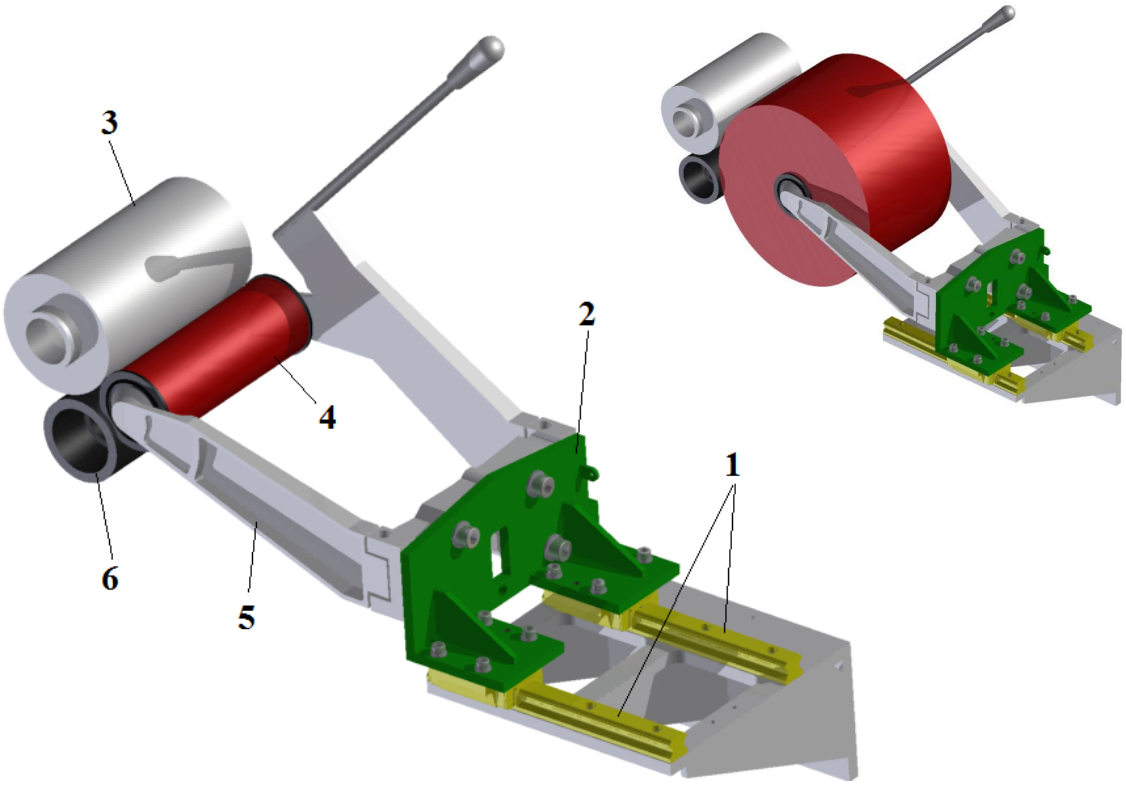
Aby došlo k přenesení krouticího momentu na rozváděcí váleček je váleček nalisován na kuželový konec rozváděcího hřídele. Nalisováním na hřídel je řešeno i upevnění navíjecího válečku. Ten je však vzhledem k pružnému materiálu, ze kterého je

vyroben, ještě zajištěn šroubem. Navíjecí váleček dále přenáší rotaci na cívku (2) uchycenou na cívkovém rámu (4).

4.2 Konstrukční řešení posunu cívky

Z kapitoly 3.2.1 víme, že k docílení konstantní navíjecí rychlosti je nutné provádět odtah příze navíjecím válečkem, zatímco její rozvádění zajistí rozváděcí váleček. Pro bezchybnou tvorbu návinu pak musí cívka i přes zvětšování svého průměru navíjením příze udržovat zhruba konstantní vzdálenost od rozváděcího válečku (3). Toho je docíleno posuvem cívky po určité trajektorii. Grafickým řešením bylo dokázáno, že tato trajektorie je buď kruhová, případně s menšími odchylkami přímková.

Umožnění posuvu cívky (4) po přímkové trajektorii je provedeno poměrně jednoduše využitím přímého lineárního vedení (1). Jelikož je cívka pevně uchycena v cívkovém rámu (5) musí být na lineární vedení umístěn přímo cívkový rám, respektive konzola (2) na níž je uchycen. Zvětšováním průměru pak bude střed cívky odtlačován od navíjecího válečku (6) a společně s celým cívkovým rámem se bude pohybovat po přímkové trajektorii. Využitím lineárního vedení je současně zajištěno, že nedojde k pohybu cívky v jiném směru, než jaký vedení umožňuje.



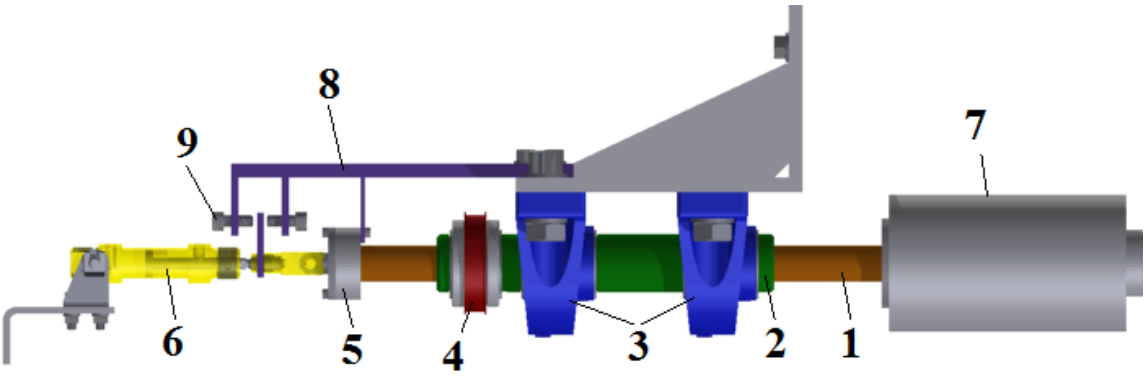
Obr. 27 Cívkový rám na lineárním vedení (v pravo plně navinutí cívka)

Kromě přímých vedení existují i kruhová lineární vedení, kterými bychom dokázali dosáhnout přesnějšího kopírování trajektorie. Při porovnání jejich ceny vzhledem k výhodám, které by přinesli jsou pro ověření modelu nezajímavá. Samotné kruhové vedení lze sehnat za cenu mnohonásobně převyšující hodnotu celého navíjecího zařízení. Navíc vzhledem k minimálním odchylkám mezi kruhovou a přímkovou trajektorií nelze s jistotou potvrdit, zda by se při jejich praktickém využití opravdu dosáhlo lepších výsledků než při použití přímkového lineárního vedení.

4.3 Konstrukční řešení rozmazávání krajů

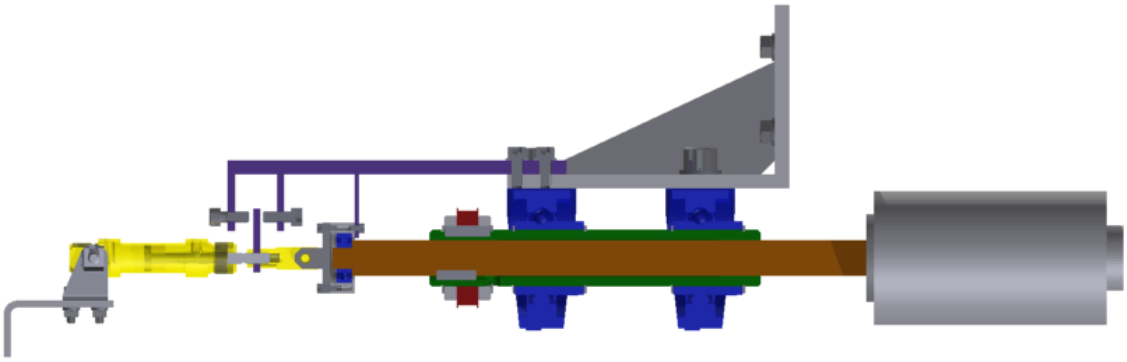
Rozmazávání krajů (obr. 28) je provedeno přesouváním rozváděcího válečku (7) přes kraje cívky. Jelikož je váleček pevně nalisován na rozváděcí hřídel, musí se hřídel pohybovat společně s válečkem.

Provést axiální pohyb hřídele za její současné rotace je problematický úkol, neboť ložiska oba tyto pohyby přenést nedokáží. Možným řešením je vložení hřídele do vedení, které zajistí jeho axiální pohyb, avšak samo bude konat pouze rotační pohyb. V našem případě úlohu axiálního vedení zastupuje náboj (2) uchycený v ložiskách (3). Na náboj se přes ozubenou řemenici (4) a pero přenáší kroutící moment z motoru. Z náboje se na hřídel (1) kroutící moment opět přenáší pomocí pera (obr. 29). V tomto případě však pero nemůže být těsné, neboť musí umožnit axiální pohyb ve vnitřní drážce náboje. Pro umístění hřídele v náboji je třeba volit vhodné uložení s ohledem na zajištění axiálního pohybu hřídele. Válcové plochy v díře náboje a stejně tak i na hřídeli musejí být broušeny pro docílení minimálního tření.



Obr. 28 Provedení rozmazávání krajů

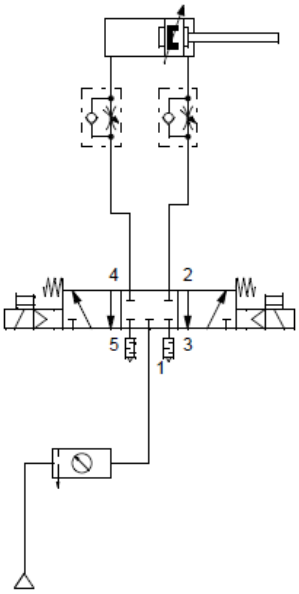
Posuv hřídele a tedy i rozváděcího válečku je proveden pomocí pneumatického motoru (6). Ten je na hřídel uchycen přes ložiskový domeček (5), v němž se nachází radiální ložisko. Vzhledem k maximálnímu zdvihu, který v našem případě činí 10 mm je možná vzdálenost přejetí válečku přes kraj cívky 10 mm na každé straně.



Obr. 29 Řez nábojem s hřídelí

Výhodou použití pneumatického motoru je plynulost přesouvání a také možnost mechanického omezení vzdálenosti přejetí přes kraj cívky, protože pro různé materiály je třeba nastavení jiné hodnoty. Definování vzdálenosti přejetí se provádí pomocí nastavení šroubů (9) na omezovacím rámu (8).

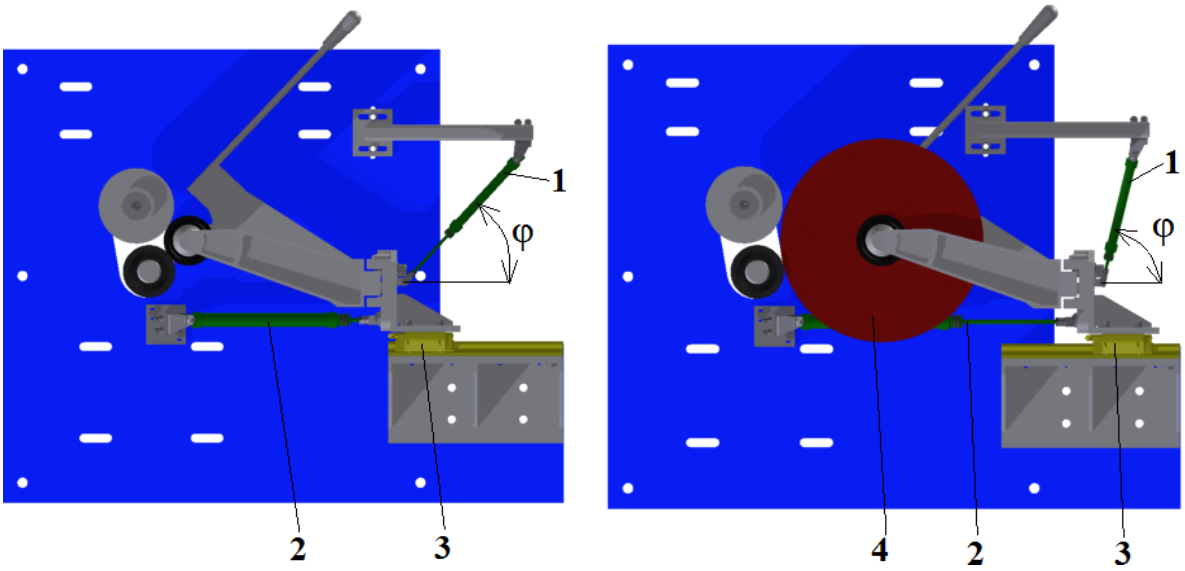
Možné provedení pneumatického obvodu je na obr. 30. Přesouvání pístu pneumotoru je řízeno pomocí časového spínače, nebo malého řídícího systému. Po zadání určené hodnoty vysílá časový spínač signály, které v požadovaném intervalu spínají solenoid rozvaděče.



Obr. 30 Pneumatické schéma

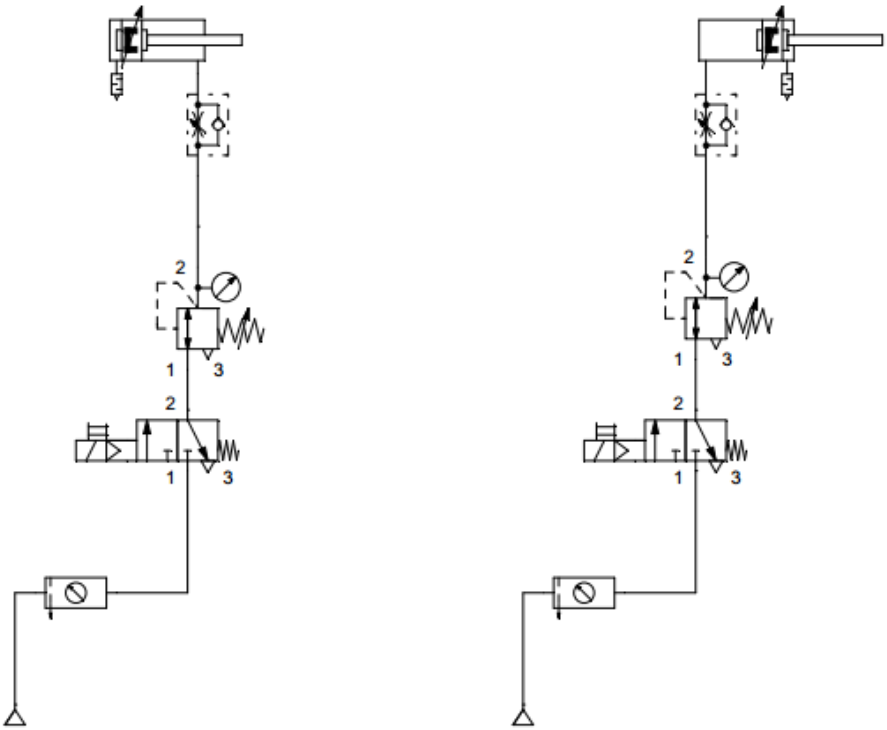
4.4 Konstrukční řešení přítlaku

Z kapitoly 3.2.5 vyplývá, že pro vyvození přítlaku je využito dvou pneumatických válců. První (1) z nich je umístěn rovnoběžně s pohybem lineárního vedení (3) a působí silou proti tomuto pohybu. Druhý (2) z válců je nakloněn oproti vedení pod určitým úhlem φ a v počátečním stavu je vysunutý. Přímočarým pohybem vedení pak dochází k zasunování válce a také ke změně úhlu. Tato změna úhlu zajišťuje postupné snižování síly působící proti pohybu (obr. 31). Výsledný přítlak je tedy hodnota daná výslednicí dvou sil od těchto pneumotorů.



Obr. 31 Umístění pneumatických válců, prázdná/plná cívka

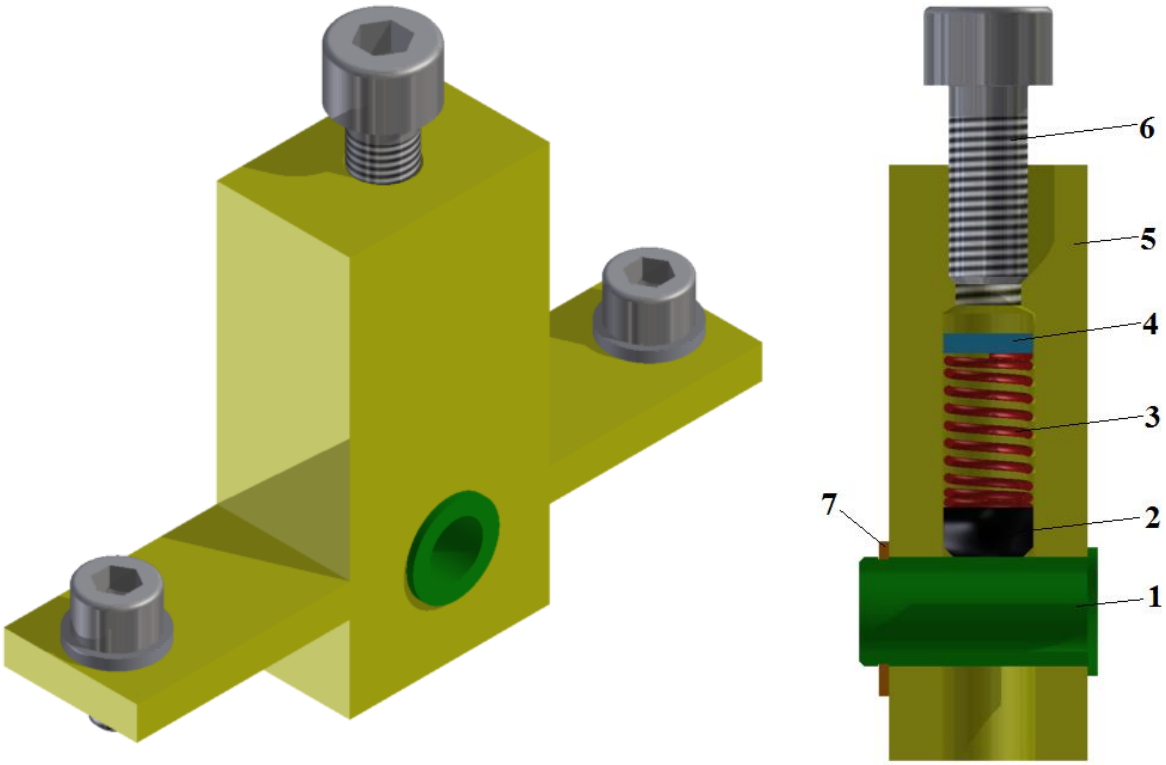
Možné pneumatické zapojení je na obrázku 32. V obvodu je využito redukčního ventilu pro redukci tlaku na píst pneumotoru a tím vyvození požadované síly. Ve většině případů je píst tlakem vzduchu vysunován/zasunován. V tomto případě však vzduch působí proti směru pohybu pístu a vyvíjí potřebnou přítlačnou sílu. S tím jak je píst vysunován/zasunován dochází ke stlačování plynu a nárůstu protitlaku. Udržení stejného protitlaku pak zajišťuje pojistný ventil, který přebytečný vzduch odvede.



Obr. 32 Pneumatické schéma zapojení prvního pneumotoru/druhého pneumotoru

4.5 Konstrukční řešení tlumení kmitů

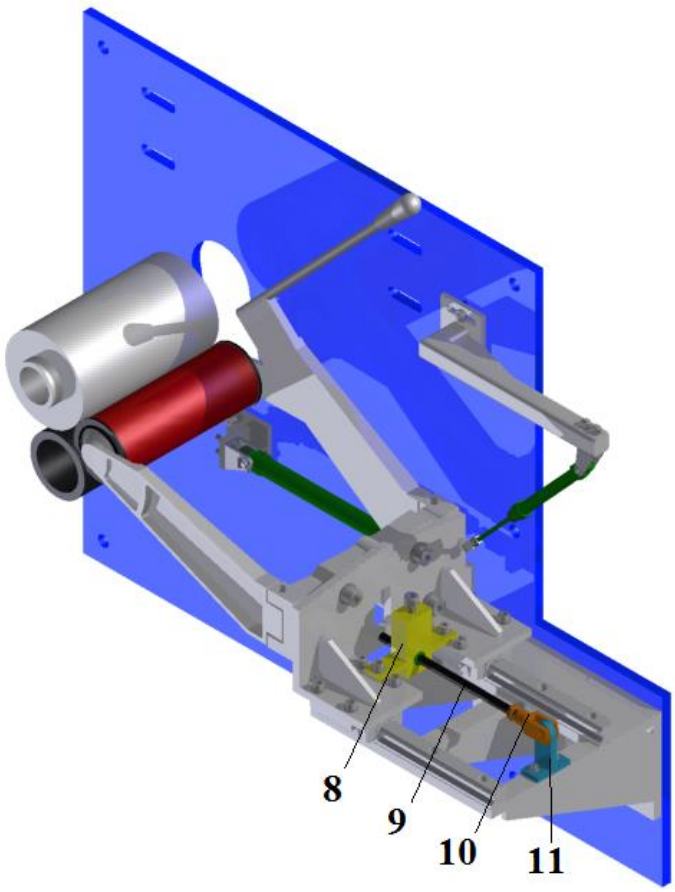
Pro tlumení kmitů vznikajících při navíjení cívky je využito třecího tlumiče. Jeho provedení je znázorněno v řezu na obrázku 33.



Obr. 33 Provedení třecího tlumiče

Nastavení třecí síly tlumiče se provádí pomocí šroubu (6). Ten při utahování začíná působit přes mezikus (4) na pružinu (3). Pružina dále přenese sílu na tlačný element (2), který její pomocí deformuje třecí pouzdro. Způsobená deformace se projeví zvýšením kontaktní síly mezi pouzdrem a třecí tyčí (9), která jím prochází. Velikost kontaktní síly pak přímo souvisí s hodnotou třecí síly. Stupeň deformace tedy výrazně ovlivňuje velikost vznikající třecí síly.

Aby mohlo vůbec docházet k tlumení musí být třecí tlumič (8) uchycen na lineárním vedení a pohybovat se společně se středem cívky. Třecí tyč je uchycena za využití vidlicové koncovky (10) do drážky držáku (11). Drážka jí umožňuje pohyb ve vertikálním směru, čímž je zaručena rovnoběžnost tyče (9) s třecím pouzdrem (1). Nemůže tak dojít k jejímu vzpříčení.

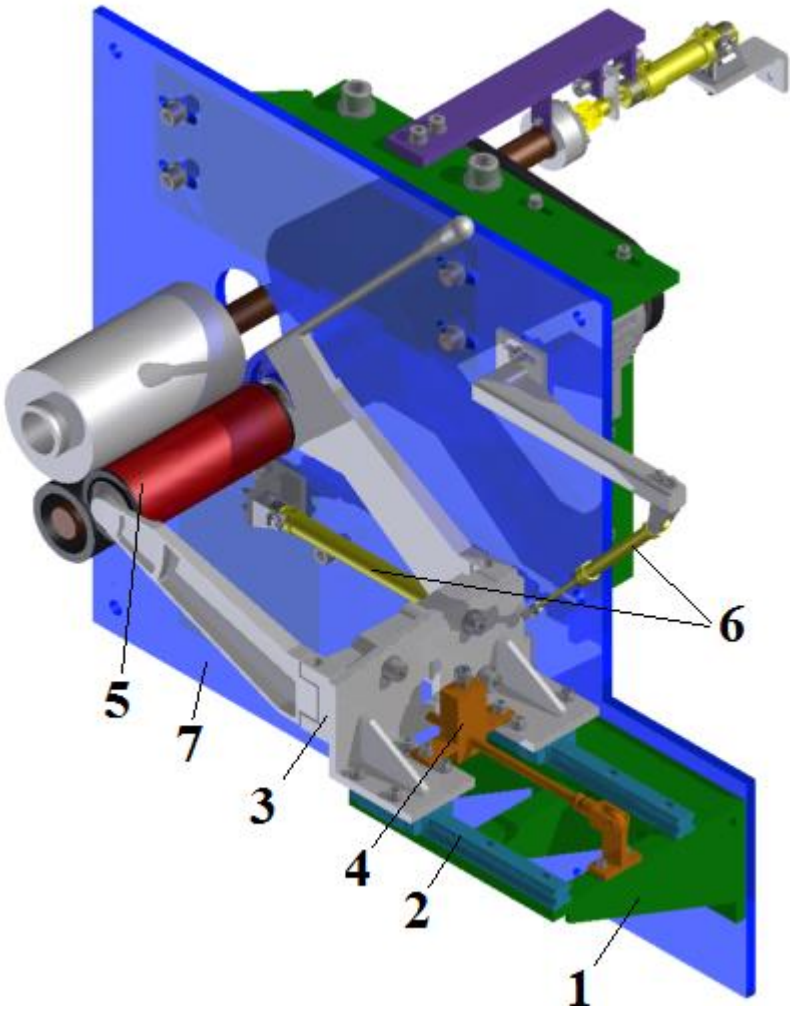


Obr. 34 Umístění třecího tlumiče

4.6 Konstrukce rámu

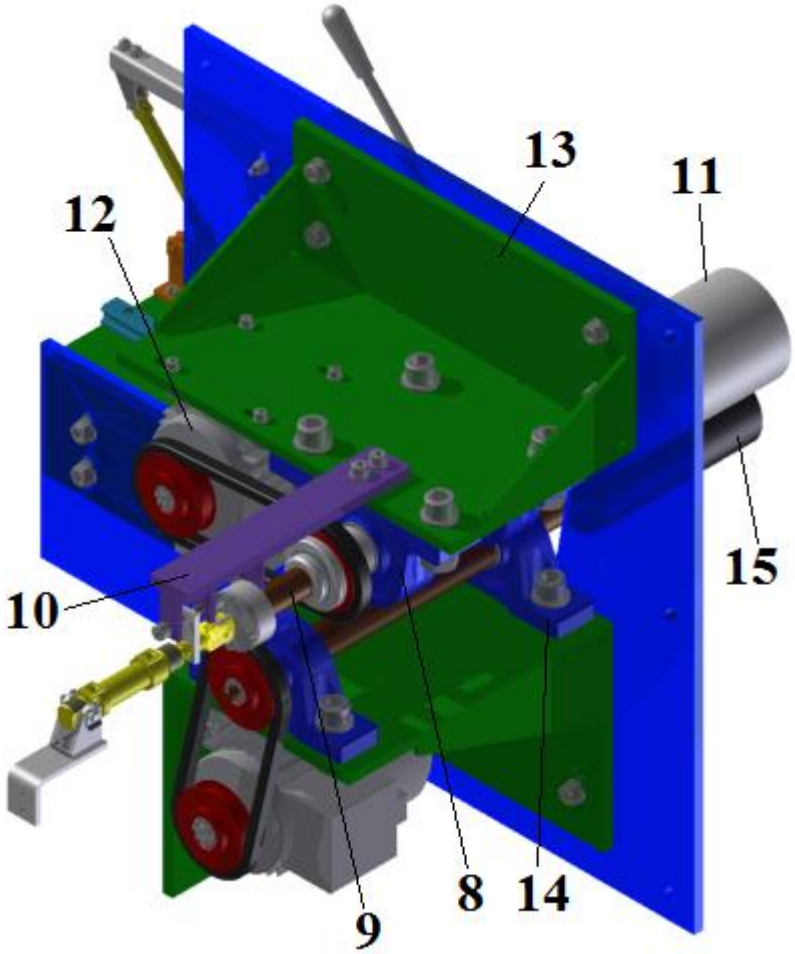
K docílení funkčnosti veškerých částí navíjecího mechanismu je nutné vytvoření pevného rámu. Hlavní nosná konstrukce je složena ze tří konzol a jedné nosné desky (1) na níž jsou uchyceny.

První z konzol (1) je zobrazena na obrázku 29. Slouží pro uchycení lineárního vedení (2), na němž je dále umístěn cívkový rám (3) s cívkou (5), třecím tlumičem (4) a dvěma pneumatickými válci (6). Lineární vedení vyžaduje pevné a poměrně přesné uchycení. Po svaření je proto nutná úprava konzoly, tak aby splňovala předepsané geometrické tolerance.



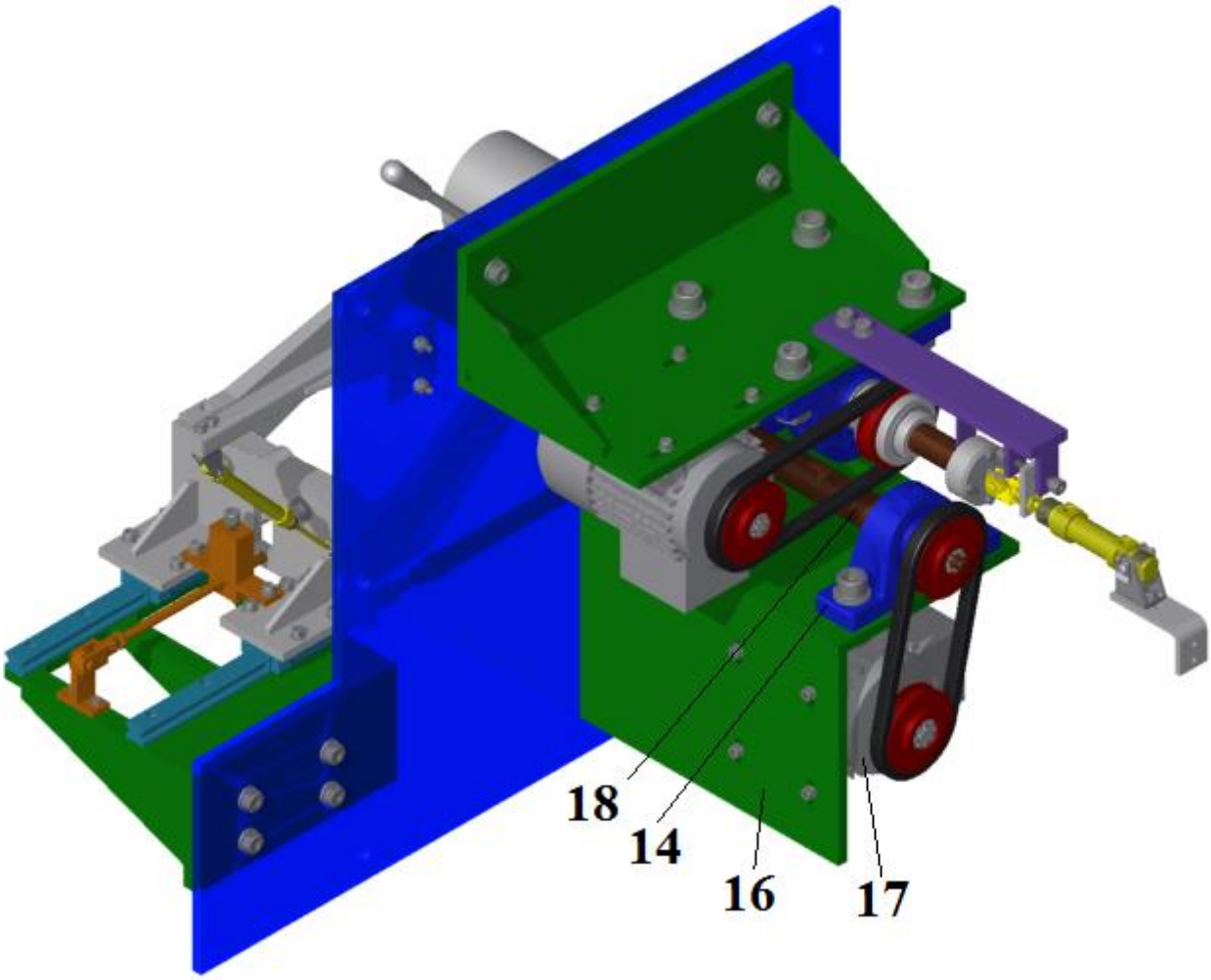
Obr. 35 Uchycení lineárního vedení

Druhá z konzol (13) slouží k upevnění ložisek (8) nesoucích náboj, do něhož je posuvně vložen rozváděcí hřídel (9) s rozváděcím válečkem (11). Na konzolu je dále uchycen rám omezovače (10) rozmazávání krajů a asynchronní motor (12) pohánějící náboj. Pro uchycení ložisek je opět nutné upravení plochy konzoly.



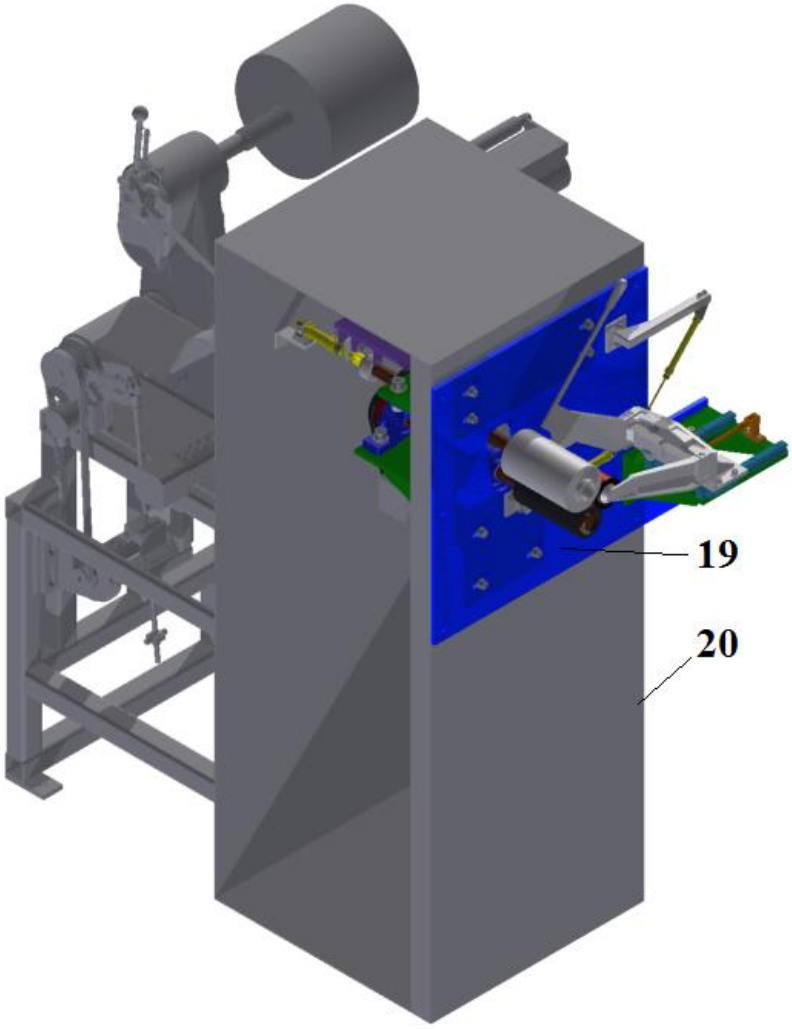
Obr. 36 Uchycení rozváděcího hřídele

Na třetí z konzol (16) jsou opět uchyceny ložiska (14), v nichž je vložen navíjecí hřídel (18) s navíjecím válečkem a také asynchronní motor (17).

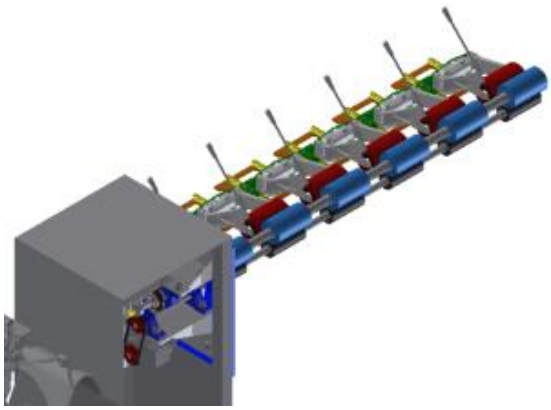


Obr. 37 Uchycení navíjecího hřídele

Pomocí nosné desky lze navíjecí mechanismus (19) připevnit k jakémukoliv vhodnému rámu. V našem případě využijeme rámu přestavovaného stroje (20) (obr. 38). Mechanismus pohonu potřebuje podobný zástavbový prostor jako je tomu u provedení s vačkami a lze ho využít jako centrálního pohonu pro více cívek (obr.39)



Obr. 38 Uchycení modelu navíjecího mechanismu k rámu stroje



Obr. 39 Zobrazení navíjecího systému pro pohon více cívek na technologickém stroji

5 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout model navíjecího mechanismu pro vysokorychlostní dopřádací stroje, který by zvládal stále narůstající nároky na navíjecí rychlosti bezvřetenových a jiných technologických dopřádacích strojů.

Teoretická část práce se zabývá zákonitostmi stavby cívky a provedením jednotlivých typů návinů a jejich nedokonalostmi. Další části se pak věnují současným využívaným typům navíjecích mechanismů. Jsou zde popsány jejich provedení a rozebrány jednotlivé výhody a nevýhody. Poslední kapitola teoretické části se zabývá návrhem navíjecího mechanismu pro vysokorychlostní technologické stroje a podrobným rozborem jednotlivých systémů navrhovaného navíjecího mechanismu. Praktická část diplomové práce popisuje konstrukční provedení modelu navíjecího mechanismu. V této části bylo provedeno zpracování modelu navíjecího mechanismu v programu Inventor a zpracována kompletní výrobní dokumentace modelu.

Pro model navíjecího mechanismu pro vysokorychlostní navíjení příze bylo využito rozváděcího válečku, přičemž cívka je poháněna pomocí navíjecího válečku. Pomocí grafického řešení byly navrženy parametry nastavení, při kterých by v tomto uspořádání měl systém teoreticky fungovat. K ověření správnosti návrhu bude však nutné provedení praktických zkoušek na vyrobeném modelu, kde bude možné vyzkoušet různá nastavení a zhodnotit zda lze tímto způsobem navinout cívku s požadovanými parametry. K odstranění chyb divokého křížového vinutí byly navrženy další systémy. Pásmové vinutí je odstraňováno využitím programově nastavitelných otáček motoru pomocí frekvenčního měniče. Rozmazávání krajů je řešeno přesouváním válečku přes kraje cívky pomocí pneumatického válce. Využitím dvojice pneumotorů je také zajištěn přítlak cívky. Jejímu rozkmitání pak zabraňuje třecí tlumič.

Seznam použité literatury:

[1] **Kaniok, J**.: Nový systém přesného křížového vinutí. Disertační práce. TU Liberec, 2004

[2] **Amrich M**., Navíjecí zařízení pro skupinové navíjení Diplomová práce. 2013 TU Liberec.

[3] **Žabka P**., Systém rozvádění příze na rotorových dopřádacích strojích s řízeným pohonem, Diplomová práce. 2006 TU Liberec.

[4] **Valtera J**., Optimalizace rozváděcího machanismu rotorového dopřádacího stroje s řízeným pohonem, Diplomová práce. 2013 TU Liberec.

[5] **Kolektiv autorů KTS**: Textilní a oděvní stroje I. Liberec, VŠST 1991

[6] Patentový spis 1989-212, zveřejněn 12.02.1991

[7] **RIETER**, http://www.rieter.com

Seznam příloh

Příloha 1 – Kompletní výrobní dokumentace navíjecího mechanismu

Seznam obrázků

Obr. 1 Tvary cívek: kuželová, válcová spodní, kuželová se zkoseným čelem, válcová přírubová a king cívka [2] 10

Obr. 2 Parametry cívky [3] 11

Obr. 3 Parametry divokého křížového vinutí [3] 13

Obr. 4 Tvar ovinů na krajích cívky [3] 15

Obr. 5 Přesné křížové vinutí [3] 15

Obr. 6 Průběhy soukacích poměrů u jednotlivých typů křížových vinutí [3] 16

Obr. 7 Paralelní vinutí [3] 16

Obr. 8 Tvary cívek pro paralelní vinutí [3] 17

Obr. 9 Mechanismus tvorby divokého vinutí s využitím centrálního pohonu [1] 18

Obr. 10 Mechanismus tvorby divokého vinutí s využitím samostatných pohonů [1] 19

Obr. 11 Mechanismus tvorby divokého vinutí využitím rozváděcího řemenu [1] 19

Obr. 12 Model klikového rozváděcího mechanismu s řízeným pohonem [4] 20

Obr. 13 Rozvádění krokovým motorem 21

Obr. 14 Tvorba návinu pomocí rozváděcího válečku [1, 2] 22

Obr. 15 Princip řešení navíjecího mechanismu 24

Obr. 16 Grafické určení trajektorie pohybu středu cívky 25

Obr. 17 Změna poloměru trajektorie 25

Obr. 18 Změna poloměru trajektorie 26

Obr. 19 Nastavení ideálních parametrů 26

Obr. 20 Porovnání odchylky kruhové a přímkové trajektorie od skutečné 27

Obr. 21 Počáteční úhel trajektorie 28

Obr. 22 Průběh velikosti mezery V při počátečním nastavení V=5mm 29

Obr. 23 Průběh síly prvního pneumatického válce 31

Obr. 24 Průběh síly druhého pneumatického válce při změně úhlu jejího působení 31

Obr. 25 Průběh celkové přítlačné síly 32
Obr. 26 Schéma pohonů 33
Obr. 27 Cívkový rám na lineárním vedení (v pravo plně navinutí cívka) 34
Obr. 28 Provedení rozmazávání krajů 35
Obr. 29 Řez nábojem s hřídelí 36
Obr. 30 Pneumatické schéma 37
Obr. 31 Umístění pneumatických válců, prázdná/plná cívka 37
Obr. 32 Pneumatické schéma zapojení prvního pneumotoru/druhého pneumotoru 38
Obr. 33 Provedení třecího tlumiče 39
Obr. 34 Umístění třecího tlumiče 40
Obr. 35 Uchycení lineárního vedení 41
Obr. 36 Uchycení rozváděcího hřídele 42
Obr. 37 Uchycení navíjecího hřídele 43
Obr. 38 Uchycení modelu navíjecího mechanismu k rámu stroje 44
Obr. 39 Zobrazení navíjecího systému pro pohon více cívek na technologickém stroji 44

Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry cívky 11
Tab. 2 Rozdělení typů vinutí 12
Tab. 3 Změna parametrů pro různá křížová vinutí 12
Tab. 5 Změna vzdálenosti cívky a rozváděcího válečku při změně průměru cívky 28
Tab. 6 Změna průběhu velikosti odchylky při změně počátečného úhlu trajektorie 29

Příloha 1

Kompletní výrobní dokumentace navíjecího mechanismu