

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

OPTIMALIZACE KONSTRUKCE ZVEDAČE DUTINKY SPŘÁDACÍHO
STROJE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN JENÍK

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Jeník

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje

v anglickém jazyce:

Optimization construction tube lifter of spinner machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Popis známých konstrukcí spřádacích strojů.
2. Analýza současného stavu konstrukce uzlu Zvedáč dutinky spřádacího stroje TORNADO.
3. Optimalizace konstrukce uzlu Zvedáč dutinky, přičemž se tímto rozumí: minimalizace počtu součástí (zjednodušení konstrukce co do složitosti), minimalizace hmotností součástí, změny ve výrobních a montážních technologiích jednotlivých součástí sestavy tvořících, snížení výrobní ceny prototypu Zvedáč dutinky s ohledem na očekávanou výrobní sérii 200 ks/rok.
4. Pro zpracování zadání použijte dostupné SW prostředky pro 3D modelování, rávrlové a konstrukční výpočty a optimalizaci konstrukce.
5. Provedte potřebné výpočty konstrukčního návrhu uzlu pro zadané vstupní parametry:
Dutinka: vnější průměr 58 mm, délka 170 mm, hmotnost 50g.
Zvedáč dutinky: čas uchopení a vložení dutinky robotem 10 s, 288 úkonů za den (při nepřetržitém provozu 24 hodin).
6. Vypracujte výkres sestavení vybrané varianty konstrukce a dílenské výkresy vybraných součástí.
7. Ověřte důležité prvky konstrukce metodou MKP.
8. Zhodnoťte ekonomické stránky konstrukce uzlu stroje a použité technologie výroby (přecp. náklady na výrobu optimalizovaného zvedáče dutinky, pro sérii 200ks/rok).
9. Závěr a vyhodnocení přínosu nového uzlu stroje pro jeho uživatele.

Cíle diplomové práce:

Konstrukce pozměněné tj. vylepšené koncepce z hlediska její optimalizace nebo navrhnout koncepci zcela novou.

Seznam odborné literatury:

Firemní literatura

Internet

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 26.10.2011

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.5
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Abstrakt

První část této práce se zabývá popisem současných technologií strojního spřádání. Jedná se o prstencové, rotorové a tryskové spřádání. Produktem spřádacích strojů je příze, čili základní materiál výroby látek.

V další části je podrobně popsán současný stav uzlu manipulátoru zvedače dutinky spřádacího stroje TORNADO J20, firmy RIETER. Je popsána jeho konstrukce, kinematika, pracovní cyklus a požadavky kladené na tento manipulátor.

Následují možnosti optimalizace, kde je popsáno více možností řešení jednotlivých funkcí manipulátoru, na závěr je podle multikriteriální analýzy vybráno nejlepší řešení, které je zpracováno v další části.

Autorem byl vytvořen 3-D model optimalizovaného zakladače dutinky. Polohovací mechanismus zachovává současnou kinematiku, je tedy velice podobný. Ale chapadlo bylo navrženo jako pasivní, díky tomu se snížilo zatížení polohovacího mechanismu. Optimalizace byla provedena především pro snížení celkových výrobních nákladů a pro snížení hmotnosti manipulátoru.

V závěru práce je porovnání současného a nového řešení. Nechybí ani ekonomické zhodnocení.

Klíčová slova

Spřádací stroj, manipulátor, pneumatický pohon, optimalizace, konstrukce, multikriteriální analýza

Abstract

The first part of this thesis describes the current technologies of mechanical spinning. This is a ring, rotor and air-jet spinning. The product of spinning machines is yarn, the basic material for production textile.

The next section describes in detail the current state of the node manipulator lifter tube on spinning machine TORNADO J20, by concern RIETER. It describes the structure, kinematics, duty cycle and requirements for the manipulator.

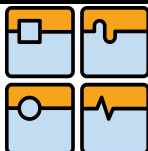
The following optimization options which are described more options for solutions of individual functions of the manipulator, on the end is selected by multi-criteria analysis. The best solution that is elaborate in the next section.

The author has created 3-D model optimized lifter tube. Positioning mechanism maintains the current kinematics, it is very similar. But gripper was designed as a passive, thus reduce the load positioning mechanism. Optimization was performed primarily to reduce overall production costs and to reduce weight manipulator.

The conclusion is a comparison of current and new solutions. There are also economic recovery to.

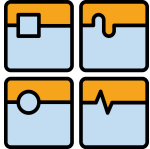
Keywords

Spinner machine, manipulator, pneumatic actuator, optimization, design, multi-criteria analysis

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.6
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Bibliografická citace mé práce:

JENÍK, J. *Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

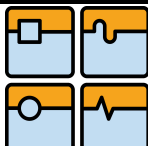
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.7
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci **Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje** vypracoval samostatně pod vedením a s pomocí doc. Ing. Radka Knoflíčka, Dr. a v seznamu literatury jsem uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně

.....
vlastnoruční podpis autora

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.8
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za cenné rady, návrhy, připomínky a velice pozitivní motivaci k tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat zaměstnanci firmy Bühler CZ s.r.o., Ing. Miroslavu Lipenskému, za poskytnutí zadání této diplomové práce. Za konzultaci a podrobné vysvětlení detailů konstrukce chci poděkovat Ing. Marku Buryškovi, konstruktérovi současného řešení. Na závěr bych chtěl také poděkovat svému bratrovi, Ivanu Jeníkovi, za konstruktivní připomínky a konzultace při tvorbě mé práce.

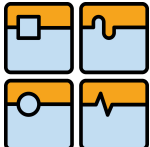
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.9
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

1 Obsah

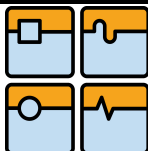
1 Obsah.....	9
2 Úvod	12
3 Historie spřádání.....	12
4 Konstrukce spřádacích strojů.....	16
4.1 Prstencové předení.....	16
4.1.1 Princip dopřádání	16
4.1.2 Technické parametry stroje	17
4.1.3 Použití	17
4.2 Kompaktní předení	17
4.3 Bezvřetenové (Rotorové) předení.....	18
4.3.1 Výroba rotorové příze.....	18
4.3.2 Vlastnosti rotorové příze.....	19
4.3.3 Použití	19
4.4 Tryskové předení.....	20
4.4.1 Princip tryskového předení.....	20
4.4.2 Vlastnosti příze.....	21
4.4.3 Uplatnění technologie tryskového předení	21
4.4.4 Použití	21
5 Analýza současného stavu	22
5.1 Popis funkce	22
5.2 Konstrukce manipulátoru	23
5.3 Kinematika pohybů polohovacího mechanismu.....	23
5.4 Pracovní cyklus.....	24
5.5 Pracovní pozice	29
5.6 Kinematika pohybů uchopovače	30
5.6.1 Realizace uchopení.....	30
5.6.2 Lineární pohyb uchopovače	31
5.7 Zjišťování polohy	31
5.8 Aretace polohy.....	32
5.9 Popis okolí manipulátoru	33
5.10 Maximální vestavbový prostor manipulátoru.....	34
5.11 Vlastnosti manipulátoru	35
5.12 Změna okolních součástí.....	35
5.13 Dutinka – přenášený předmět.....	35
6 Možnosti optimalizace polohovacího mechanismu	36
6.0.1 Optimalizace konstrukce	36
6.1 Možnosti kinematického uspořádání.....	36
6.2 Realizace kinematických vazeb	38
6.2.1 Translační vazby	38
6.2.2 Rotační vazby.....	39
6.2.3 Možnosti dvoustupňového pohybu	40
6.3 Aretační zařízení.....	41
6.3.1 Aretace mechanismem.....	41

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.10
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

6.3.2 Aretace zářezovým pneumatickým motorem.....	42
6.4. Zjišťování polohy	43
6.4.1 Přímé.....	43
6.4.2 Nepřímé	43
6.5 Multikriteriální výběr polohovacího mechanismu	44
7 Možnosti optimalizace uchopovače	46
7.1 Uchopovač – lineární pohyb	46
7.1.1 Vratný pohyb pneumatickým pohonem	46
7.1.2 Vratný pohyb pomocí pružin.....	46
7.1.3 Bez pohybu	47
7.1.4 Multikriteriální výběr lineárního pohybu	48
7.2 Uchopovač - realizace uchopení	49
7.2.1 Chapadlo s pneumatickým pohonem – současné řešení	49
7.2.2 Chapadlo s pneum. pohonem bez pomocného mechanismu.....	49
7.2.3 Pasivní chapadlo s pružinou	49
7.2.4 Pasivní chapadlo s pružnými čelistmi.....	50
7.2.5 Podtlakové chapadlo	50
7.2.6 Multikriteriální výběr realizace uchopení	51
8 Polohovací mechanismus s kinematikou R+T	52
8.1 Celkový pohled	52
8.2 Rozbor kinematiky	53
8.3 Návrh pneumatických motorů	56
8.3.1 Kyvný pohyb.....	56
8.3.2 Translační pohyb.....	57
8.4 Realizace translační vazby	57
8.5 Realizace rotační vazby.....	59
8.6 Dílce nosné konstrukce	60
8.7 Kontrola pevného ramene metodou konečných prvků.....	63
8.7 Aretace	67
8.8 Kontrola polohy.....	68
8.9 Rozvod pneumatických hadic a kabeláže	69
8.10 Umístění na stroji.....	71
9 Pasivní chapadlo.....	72
9.1 Rozbor kinematiky	72
9.2 Realizace Rotační vazby	77
9.3 Kontrola polohy.....	77
9.4 Konstrukce chapadla	78
10 Chapadlo s dvojitým kruhovým vedením	79
11 Porovnání současného a nového řešení	80
11.1 Porovnání konstrukce	80
11.2 Ekonomické zhodnocení.....	81
12 Závěr	83
13 Použité zdroje.....	84
14 Seznam obrázků.....	86

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.11
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

15 Seznam tabulek.....	87
16 Seznam příloh.....	87

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.12
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

2 Úvod

Spřádací stroje se používají k výrobě přize, základního materiálu pro výrobu všech látek. Přize se skládá z pramenu několika vláken, která jsou spojena zakroucením pramenu. Materiály pro tvorbu přize mohou být různé, od přírodních, např. bavlna, juta, konopí, vlna, hedvábí, velbloudí srst, až po materiály umělé, např. polyester, elastan, polyakryl, polyamid. [13] Spřádání rozdělujeme dle principu výroby na prstencové, kompaktní, rotorové a tryskové.

Nejmodernější metodou spřádání je spřádání tryskové, které je velice produktivní (asi 2x více než minulá technologie). Jedná se o metodu, která je v současné době v začátcích, protože první stroje s touto technologií jsou známy jen několik let.

Manipulátor, který je předmětem této práce, je umístěn právě na tryskovém spřádacím stroji. Je osazen na pojízdném samočinném zařízení, který zastává veškerou obsluhu spřádacího stroje tak, aby byl jeho provoz plně automatický. Hlavním úkolem pojízdného samočinného zařízení je oprava přetržené přize a navlékání přize, dalším úkolem je výměna cívek s navinutou přízí. Robot odebere plnou cívku a vloží ji na dopravník. Poté je třeba toto spřádní místo osadit novou dutinkou pro návin přize, což je úkolem tohoto manipulátoru.

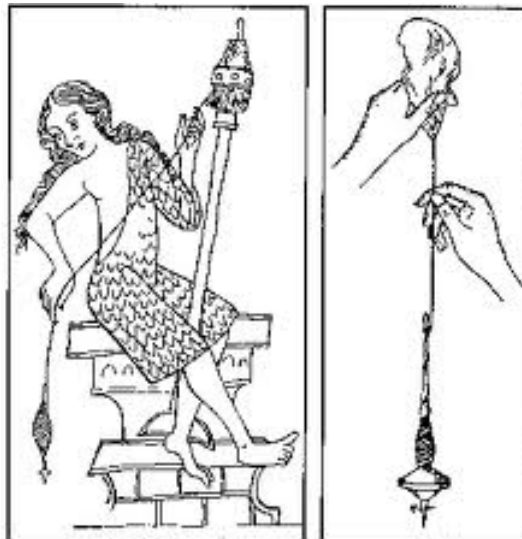
Protože se jedná o zcela nový stroj, je současná konstrukce manipulátoru spíše prototypová. Současná podoba manipulátoru obsahuje velké množství dílců, které jsou často tvarově složité. Proto vznikla potřeba tento uzel optimalizovat, což je úkolem této práce. Hlavním cílem je snížení výrobních nákladů na manipulátor, při zachování spolehlivosti.

3 Historie spřádání

Počátky spřádání vláken nelze přesně datovat. Jisté archeologické výzkumy dokládají nález sukně, jejíž stáří odhadují na 20 000 let. [1] Jako první materiály k předení člověk používal zvířecí chlupy a krátká vlákna rostlin. Krátká vlákna se spojila do pramínků, které byly zakrouceny, aby získali potřebnou pevnost a pružnost. [2]

První pramínky byly váleny dlaní po stehně. Jako další stupeň vývoje člověk používal první primitivní nástroje – vřetánka. Přadlena vytahováním vláken z chomáče (koudele), vytvářela co nejrovnoměrnější pramen. Poté ho zkroutila roztočením vřetánka. Na vřetánku byl umístěn přeslen, jakýsi setrvačnick vyrobený z těžšího materiálu (pálená hlína, sklo, kov). Lepší představu o procesu spřádání poskytne jistě následující obrázek. Je potřeba uvést, že se jednalo o předení přetržité (diskontinuální). Výkon přadleny se pohyboval podle jemnosti přize mezi 60 a 100 m/hodinu. [2]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.13
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	



Obr.1 Ruční předení [4]

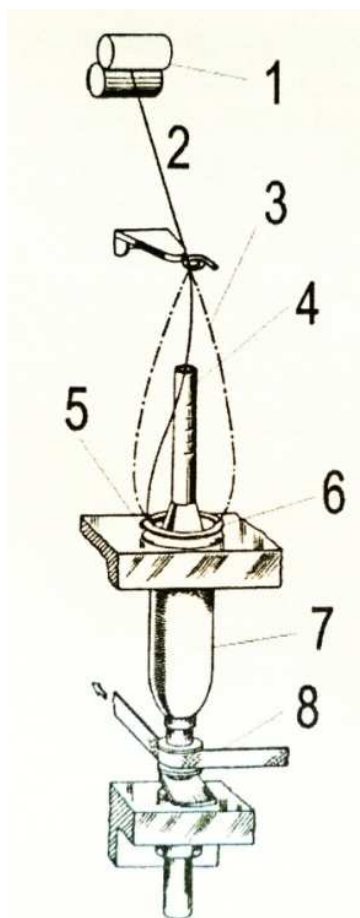
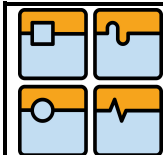
Asi ve 12. století se objevilo spřádací kolo, které zvýšilo výkon přadleny na dvojnásobek, oproti ručnímu předení. Avšak zásadní zlom přinesl v 16. století šlapací kolovrat. Hlavní předností bylo, že vřeteník byl poháněn nohou, takže přadlena měla obě ruce uvolněné pro vytahování a urovnávání vláken. Na kolovratu bylo tedy možné nepřetržité předení, což podstatně zvýšilo výkonnost přadleny. [2]



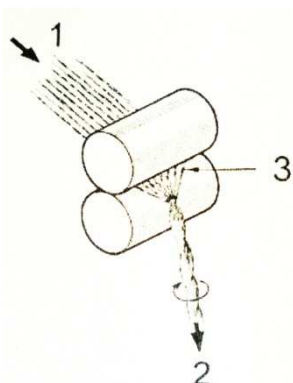
Obr. 2 Kolovrat [3]

V 18. století byl vynalezen rychločlunek – létající člunek místo ručně prohazovaného. Tím silně vzrostla produktivita tkaní a vedla k rostoucím požadavkům na výrobu příze. Bylo vytvořeno několik druhů strojů, které byli schopné poptávku uspokojit. Vytváření pramenu z vláken bylo automatizováno průchodem přes válečky. A spřádací stroje měli více vřeten, čímž dosahovaly větší produktivity. Jako pohon sloužila buď energie vodního kola, nebo žentouru taženého zvířaty (osly). [2]

Dalším zásadním vývojovým stupněm spřádání byl prstencový stroj, velmi rozšířený kolem konce 19. století. První stroje dosahovali výstupní rychlosti příze jen několik metrů za minutu. Základní princip výroby příze se velice podobá ručnímu předení. [2]

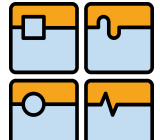


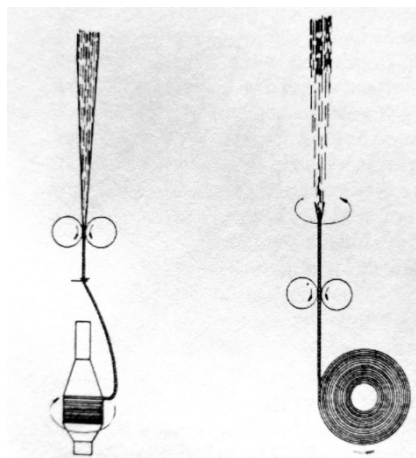
Obr. 3 Prstencové předení [2]



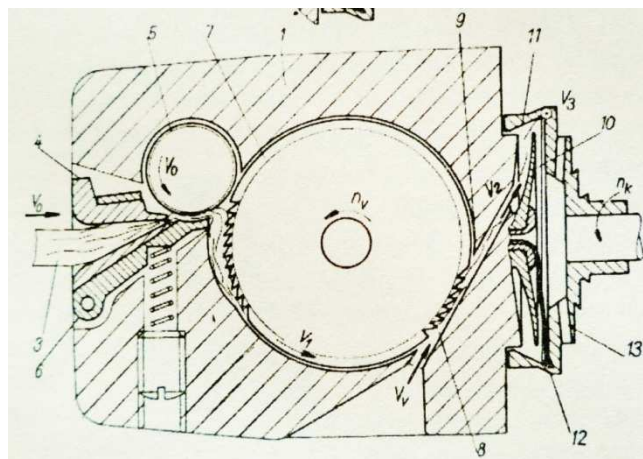
Obr. 4 Detail trojúhelníkového zákrutu u prstencového předení[2]

Požadavky na výrobu příze se stále zvyšovaly, takže v polovině 20. století byly známy první způsoby předení s volným koncem, tzv. OE – Open End Spinning. Tato technologie poprvé od sebe oddělila proces zakrucování a navinování. Díky tomu se mohl zvětšit objem návinu na cívce, která se již nemusí otáčet tak vysokou rychlostí. Čímž se minimalizovaly prostroje pro výměnu cívky. [2]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.15
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

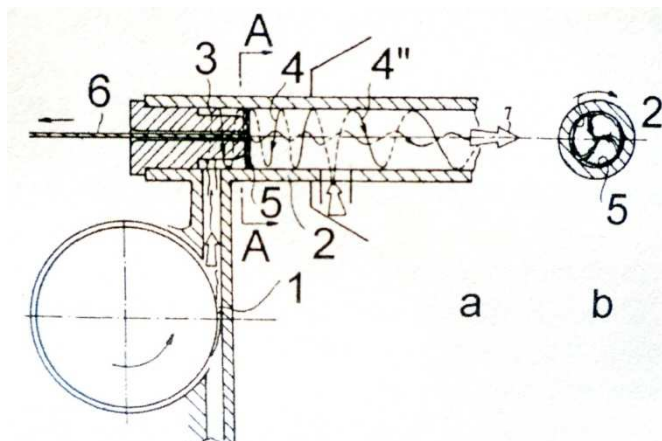


Obr. 5 Vlevo – prstenové spřádání, Vpravo – OE předení [2]



Obr. 6 Schéma ústrojí rotorového spřádacího stroje [2]

V současné době je nejnovějším trendem tryskové předení, které je velice produktivní. Již dnes existují sériové stroje, které jsou schopny vyrábět přízi rychlostí 450 m/min. Při této technologii je zakrucování příze realizováno pomocí stlačeného vzduchu, čímž jsou ze spřádního místa vyloučeny rotační části, které byly u předchozí technologie omezující.



Obr. 7 Princip tryskového předení [2]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.16
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

4 Konstrukce spřádacích strojů

Známe čtyři druhy spřádacích strojů: prstencové, kompaktní, bezvřetenové a tryskové. Každá skupina se vyznačuje určitým druhem vznikajícího vlákna, vhodného pro jiné účely. Kapacita výroby u každého druhu spřádání je různá.

4.1 Prstencové předení

Prstencový dopřádací stroj byl vynalezen ve 30. letech 19. století a je dosud nejužívanějším zařízením k výrobě staplových přízí. V roce 2009 bylo ve světě instalováno více než 200 milionů vřeten, na kterých se vyrobilo přes 30 milionů tun (cca. 75 %) staplových přízí. [5]



Obr. 8 Prstencový spřádací stroj G35 výrobce RIETER [13]

4.1.1 Princip dopřádání

Na každé přádní jednotce se (shora) předkládá pramínek vláken průtahovému ústrojí se dvěma nebo třemi páry válečků. Vzájemný poměr obvodových rychlostí válečků určuje výši průtahu a tím i ztenčení vrstvy vláken. Pod průtahovým ústrojím je zařazeno rotující vřeteno, s pomocí kterého se pramínek vláken vybíhající z posledního páru válečků stáčí do tvaru spirály. Tato spirála, tedy hotová příze, prochází očkem vodiče příze, kruhovým omezovačem balonu a běžcem, který obíhá po prstenci a navíjí přízi na dutinku nasazenou na vřetenu, vytváří tzv. potáč. 5]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.17
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

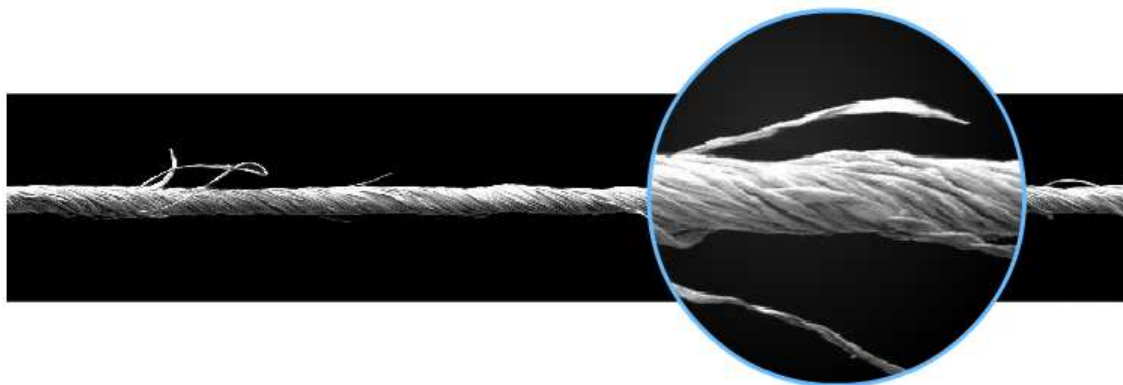
4.1.2 Technické parametry stroje

Moderní stroje mohou teoreticky dosáhnout až 25 000 otáček vřetene za min., až 80ti násobný průtah přástu, váhu potáče cca 60-150 g. Ke standardnímu vybavení patří automatická výměna plných potáčů za prázdné dutinky. [5]

4.1.3 Použití

Prstencové stroje se dají s patřičným provedením průtahového, navíjecího a zakrucovacího ústrojí použít pro spřádání téměř všech druhů staplových vláken (k výjimkám patří např. skleněná vlákna). Ekonomicky výhodné je zejména vypřádání jemnějších přízí - nejjemnější bavlněná až 4 tex, vlněná do 10 tex (pro příze do jemnosti cca 25 tex je většinou vhodnější rotorové předení).

Vhodné pro velice jemná (tenká) vlákna, která se používají k výrobě drahých látek, např. na košile, nebo na kravaty. [5]



Obr. 9 Tvar příze vzniklé prstencovým předením [13]

4.2 Kompaktní předení

Pracuje na podobném principu jako prstencové předení. Průtahové ústrojí je vybaveno zařízením pro kompaktní předení (urovnání a zhuštění vláknenné stužky), kterým se dosahuje zvýšení pevnosti příze až o 10 %, snížení chlupatosti atd. [5]

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.18
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

4.3 Bezvřetenové (Rotorové) předení

Bezvřetenové předení je český výraz pro technologii předení s otevřeným koncem příze, pro kterou se v mezinárodním styku nejčastěji používá Anglické označení open end spinning (zkratka OE). Výsledná příze se nazývá bezvřetenová nebo rotorová.[6]



Obr. 10 Rotorový spřádací stroj BT923 firmy RIETER [13]

4.3.1 Výroba rotorové příze

Zoubky rozvolňovacího válečku uvolňují z podávaného posukovaného pramene jednotlivá vlákna, ta jsou vtahována do drážky rotoru, kde se z nich vytváří tenká stužka. Konec hotové příze se otáčí zároveň s rotorem, sbírá vlákna z drážky a zakrucuje je. Hotová příze probíhá tryskou rotoru k odváděcím válečkům a navíjí se na dutinku. Princip je možno vidět na Obr. 6.

Průmyslovým způsobem se na bezvřetenových strojích zpracovává bavlna, umělá vlákna o délce 10-60 mm a jemnosti do 3,3 tex a také vlákenné odpady. Vlna, lýková a jiná vlákna se dosud spřádají jen pokusně, v omezených množstvích. Technicky možný je výpřed až do jemnosti 10 tex, rentabilní je však jen výroba mykaných (tedy ne česaných) rotorových přízí asi do jemnosti 20 tex.

Dopřádacím strojům se předkládá posukovaný pramen (zpravidla s elektronicky vyregulovanou stejnoměrností), který se může při předení zjemnit až na 1/400 původní tloušťky.

Otáčky rotorů dosahují až 160.000 za minutu, což je cirka sedminásobek maximální rychlosti vřeten prstencových dopřádacích strojů.

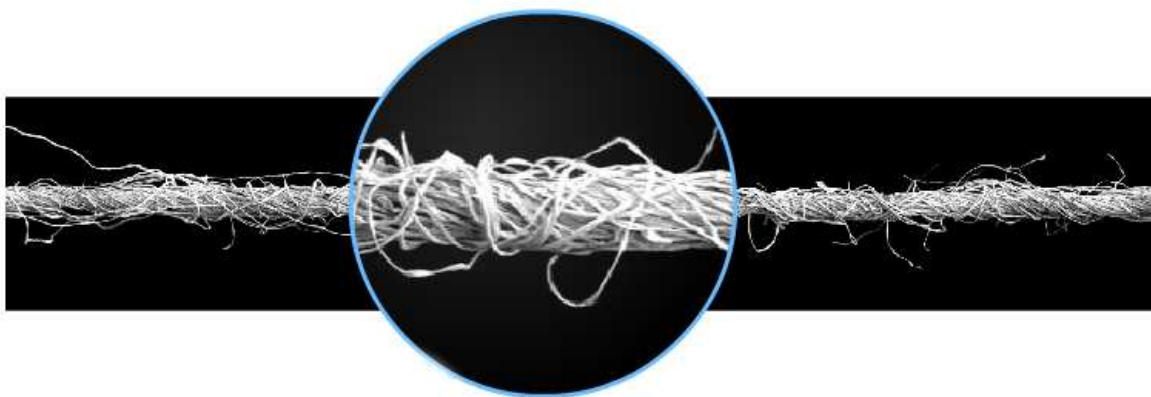
Cívky od rotorových strojů (o váze do 4 kg) se předkládají zpravidla bez soukání ke zpracování ve tkalcovně nebo pletárně.

Rotorová přádní jednotka s odklopeným rotorem. V dolní části je osa turbíny s odtahovým otvorem nálevkovitého tvaru, kterým se odvádí hotová příze. [6]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.19
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

4.3.2 Vlastnosti rotorové příze

Oproti mykané přízi z prstencových strojů má bezvřetenová příze zejména lepší stejnoměrnost, pevnost v oděru a afinitu k barvivům, horší pevnost v tahu, náchylnost ke smyčkování (vlivem až o 20 % vyššího zákrutu) a matnější vzhled ve tkaninách a pleteninách. [6]



Obr. 11 Tvar příze vzniklé rotorovým předením [13]

4.3.3 Použití

Zejména pro hrubé příze, například pro koberce, nebo riflovinu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.20
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

4.4 Tryskové předení

Tryskové předení je technologie výroby staplové příze pomocí proudu stlačeného vzduchu. Svazková příze (z angl. fascinated yarn) vyrobená tryskovým (dříve také nazývané pneumatické) předením má zcela zvláštní strukturu. Zatímco u jiných staplových přízí jsou všechna vlákna zkroucena do spirály, tvoří při tryskovém předení zákruty jen svazek z asi 10 % vláken, který se obaluje kolem vláknenného materiálu. [7]



Obr. 12 Tryskový spřádací stroj J20 firmy RIETER [13]

4.4.1 Princip tryskového předení

Hlavním pracovním orgánem stroje je spřádací komora se dvěma tryskami umístěná mezi průtahovým ústrojím a odtahovacími válečky.

Tryskami se vhání navzájem protichůdné, speciálně nasměrované proudy vzduchu. Při průchodu materiálu komorou se větší část vláken ukládá téměř paralelně ve středu vznikající příze, zatímco se z tzv. okrajových vláken tvoří svazek, který se ovíjí ve tvaru šroubovice kolem jádra niti. Stroji se předkládá posukovaný pramen, který průtahové ústrojí až 250x zjemňuje. Rotace vzduchových proudů dosahuje až 3 milionů otáček za minutu při tlaku cca 5 kg/cm², zákruty příze se odhadují na 200 000 - 300 000 za minutu., počet zákrutů se nedá přesně nastavit. První stroje pracovaly s dodávkou hotové příze do 180 m/min.

O dvacet let později se objevila zdokonalená konstrukce tryskových zařízení, která umožňuje oddělení většího počtu vláken k tvorbě zákrutu. Stroj má podstatně vyšší výkon a vyrábí mnohem kvalitnější přízi. [7]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.21
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

4.4.2 Vlastnosti příze

Podle dosavadních zkušeností se dají touto technologií zpracovávat všechny druhy vláken, které jsou vhodné pro spřádání česané bavlny a vlny, umělých staplových vláken a směsí z těchto materiálů. Svazkové příze v jemnostech od 10 do 100 tex dosahují průměrně 80 % pevnosti klasické prstencové příze, mají nižší tažnost a srovnatelnou stejnoměrnost s klasickými přízemi. [7]



Obr. 13 Tvar příze vzniklé tryskovým předením [13]

4.4.3 Uplatnění technologie tryskového předení

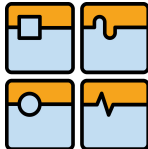
První sériově vyráběné stroje přišly na trh v roce 1980 z Japonska. Používaly se s odváděcí rychlostí do 180 m/min. převážně k výrobě jemnějších přízí ze směsi PES/česaná bavlna. Do roku 1985 se prodalo 538 strojů, hlavně do USA, což odpovídalo cca. 0,06 % světové přádní kapacity. V Evropě se omezilo tryskové předení na několik ojedinělých zkoušek.

V roce 2003 představila japonská firma Murata novou generaci tryskových strojů – Vortex (z angl. vír). Stroje dosahují odváděcí rychlosti až 450 m/min., dá se na nich zpracovávat více druhů vláken a příze je mnohem kvalitnější než výrobky původních tryskových dopřádaček. Strojírna uvádí řadu přádelen, které používají její stroje k výrobě nejrozličnějších tkalcovských a pletařských přízí.

Jediná alternativa k japonskému produktu je stroj švýcarské firmy Rieter vyráběný od roku 2006 v závodě této firmy v Ústí nad Orlicí, kde byl také zčásti vyvinut. Stroj má srovnatelnou technickou úroveň s japonskou konkurencí, kvalita vyráběné příze je kontinuálně elektronicky kontrolována, obsluha plně automatizována. [7]

4.4.4 Použití

Jedná se o technologii, jejíž výsledná příze se podobá přízi z rotorového spřádání, takže produkty tryskového spřádání mají podobné využití jako produkty rotorového spřádání. Hodí se tedy pro výrobu spíše hrubších látek.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.22
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

5 Analýza současného stavu

5.1 Popis funkce

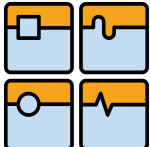
Tento manipulátor slouží k založení dutinky pro nově navíjenou cívku. Je umístěn na pojízdném samočinném zařízení, které zastává všechny úkony nutné pro správný chod spřádacího stroje. Jako je sejmutí cívky a založení cívky na dopravník uprostřed stroje, založení dutinky pro novou cívku a nasazení přetržené příze (při přetržení nebo při výměně).

Ve chvíli, kdy cívka dosahuje předepsaného průměru, je přivoláno obslužné zařízení na toto spřádní místo. Po příjezdu uchopí kleštěmi manipulátoru plnou cívku a pomocným mechanismem otevře tzv. ramena, ve kterých se cívka navíjela. Cívku přemístí na pásový dopravník vedený uprostřed stroje. Zároveň dojde k odeslání dutinky po pásovém dopravníku k tomuto spřádnímu místu. Obslužné zařízení stojící na tomto spřádním místě si dutinku zastaví, pomocí zastavovacího mechanismu. Manipulátor dutinky, který je předmětem této práce, provede založení nové dutinky, kterou měl v chapadle. Poté odebere novou dutinku z dopravníku a vrátí se do transportní polohy.

Vlevo na obrázku 14 vidíme nedávno vyměněnou cívku. Na nové dutince je již z části navinutá příze. Za touto novou cívkou je vidět hotová cívka, která byla přemístěna na pásový dopravník uprostřed stroje, a bude vyvezena ven ze stroje.

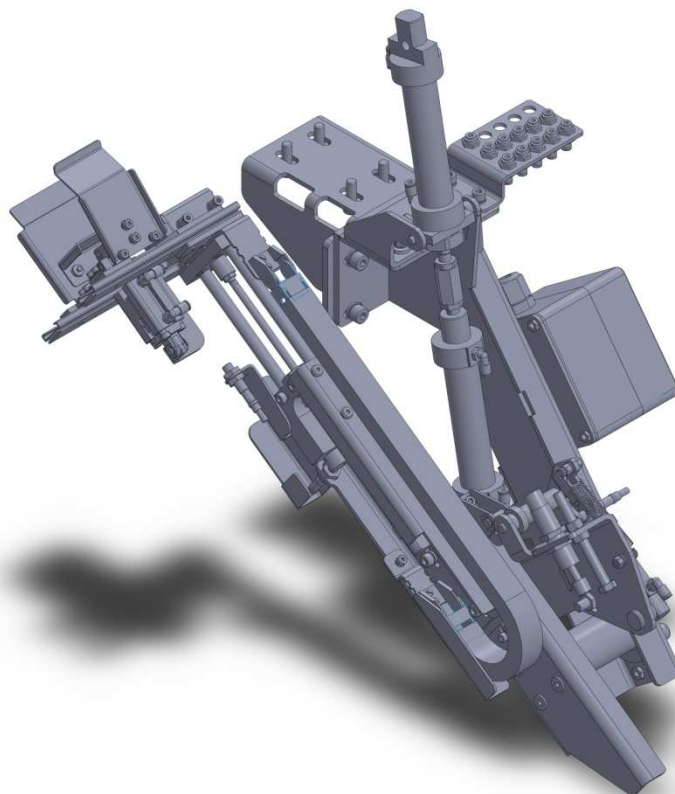


Obr. 14 Pohled na spřádní jednotky tryskového spřádacího stroje [13]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.23
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

5.2 Konstrukce manipulátoru

Současný manipulátor se skládá z pevného ramene, pohyblivého ramene a uchopovače. Při pracovním cyklu se pohybuje mezi třemi pracovními body. Hlavní polohovací mechanismus je ovládán dvojicí pneumatických lineárních motorů, které vyvolávají kyvný pohyb pohyblivého ramene. Na konci pohyblivého ramene je umístěno chapadlo, které se vysouvá. Chapadlo je ovládáno dvojicí kompaktních pneumatických motorů.

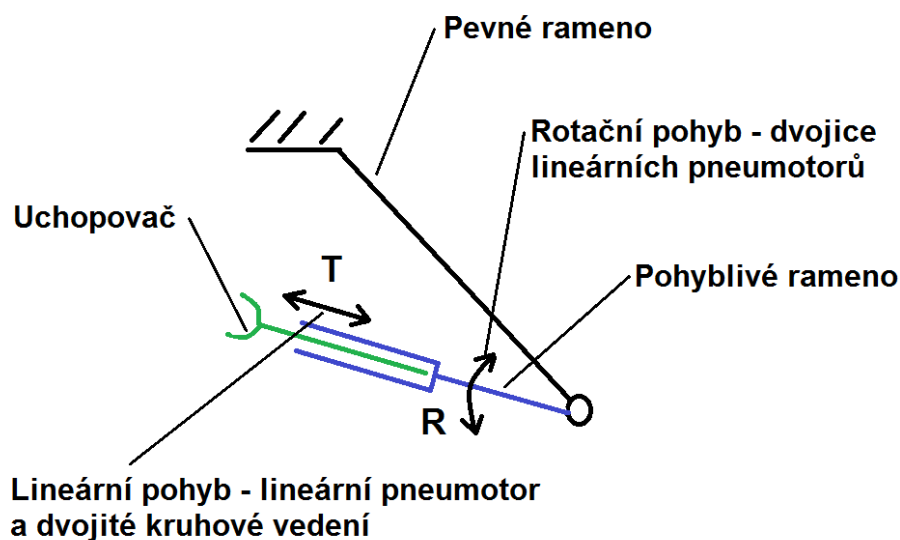
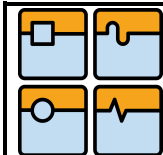


Obr. 15 3-D model současného manipulátor – isometrický pohled

5.3 Kinematika pohybů polohovacího mechanismu

Základní kinematické schéma manipulátoru začíná rotační vazba spojující rameno a základnu. Je tvořena uložením se dvěma standardními ložisky. Tato vazba koná pouze kyvný pohyb, který je diskretní a má pouze tři pozice. Je vykonáván dvojicí pneumatických lineárních motorů umístěných v jedné ose.

Další kinematická vazba je umístěná na ramenu, jedná se o vazbu translační. Ta je tvořena dvojitým kruhovým vedením. Diskretní pohyb mezi dvěma pozicemi vykonává pneumatický motor umístěný mezi vedením.

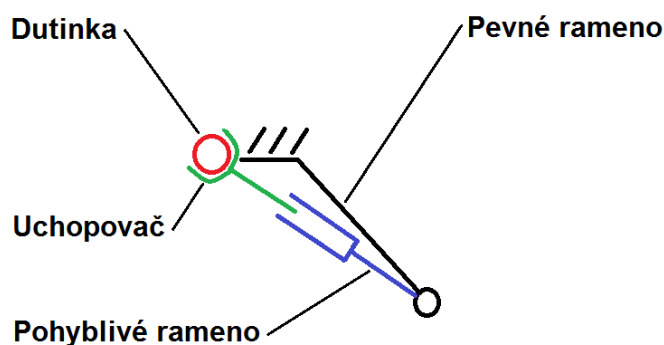


Obr. 16 Základní kinematický řetězec

5.4 Pracovní cyklus

Manipulátor se při své nečinnosti nachází v transportní poloze, aby nedošlo ke kolizi s rámem stroje. Pohyblivé rameno je v horní poloze a je vysunuto, aby bylo možné jiným mechanismem odebrat plnou cívku. Pohyblivé rameno je v této poloze zajištěno aretačním mechanismem. Ten zajišťuje, aby v případě ztráty tlaku nedošlo k pádu pohyblivého ramene.

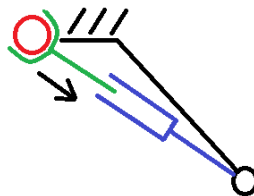
Na následujícím obrázku jsou popsány jednotlivé části manipulátoru. Barva a proporce důležitých prvků jsou pro přehlednost zachovány i na následujících obrázcích popisujících pracovní cyklus.



Obr. 17 Pracovní cyklus - Transportní poloha

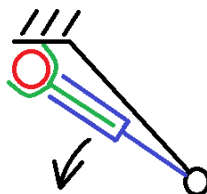
Prvním cyklem manipulátoru je uvolnění zajišťovacího mechanismu, přivedením tlakového vzduchu na příslušný pneumatický motor. Dalším krokem je zasunutí lineárního pohonu pohyblivého ramena, protože jinak by došlo při následujícím pohybu ke kolizi s rámem stroje.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.25
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	



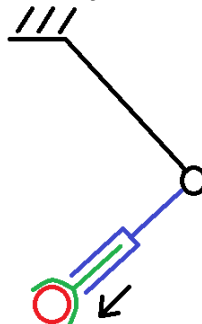
Obr. 18 Pracovní cyklus – Zasunutí ramene

Následuje vysunutí obou pneumatických motorů, které vyvozují kyvný pohyb ramene. Rozvaděč pneumatických motorů propojí oba výstupy s okolím. K vysunutí dojde pomocí gravitační síly pohyblivého ramene. Aby bylo možné nastavit spodní polohu ramene, zastaví se pohyblivé rameno o seřiditelný doraz.

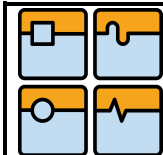


Obr. 19 Pracovní cyklus – Spuštění ramene do spodní polohy

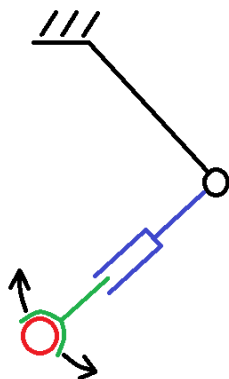
Poté se vysune pohyblivé rameno. Takže se chapadlo dostane do pozice, kde dochází k předání cívky na spřádní místo. Dutinka se dostane mezi tzv. ramena dutinky. Mechanismus pojízdného samočinného zařízení uzavře ramena dutinky, přičemž musí dojít k translačnímu pohybu dutinky v axiálním směru.



Obr. 20 Pracovní cyklus – Vysunutí ramene

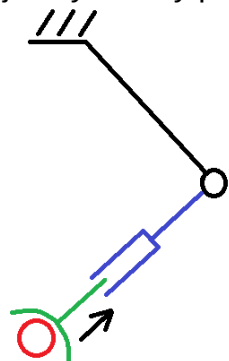


Poté co jsou Ramena dutinky uzavřena, může dojít k uvolnění čelistí. Protože uchopovač vykonal translační pohyb i s dutinkou, vrátí se pomocí zasunutí posuvného pneumatického motoru čelisti opět do výchozí polohy. Tento pneumatický motor se opět vysune, ale čelisti zůstanou na stejném místě. Tento motor vykonává pouze zpětný pohyb.



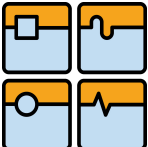
Obr. 21 Pracovní cyklus – Otevření chapadla.

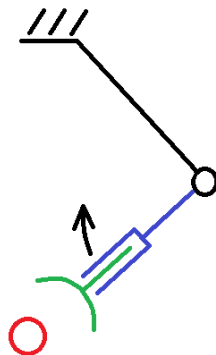
Rameno se zasouvá, protože to je jediný možný pohyb vyjetí od založené dutinky.



Obr. 22 Pracovní cyklus - Zasunutí ramene

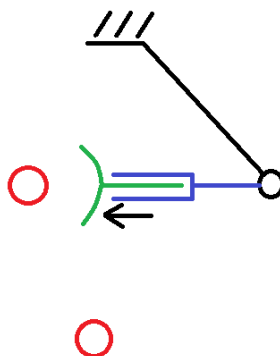
Jeden z pneumotorů vyvolujících kyvný pohyb se zasune. Protože uchopovač vykonal translační pohyb i s dutinkou, vrátí se pomocí zasunutí posuvného pneumatického motoru čelisti opět do výchozí polohy. Tento pneumatický motor se opět vysune, ale čelisti zůstanou na stejném místě. Tento motor vykonává pouze zpětný pohyb.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.27
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	



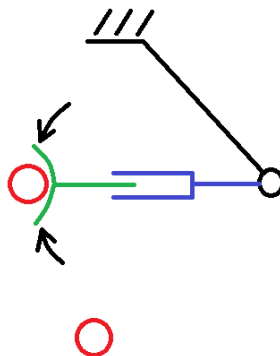
Obr. 23 Pracovní cyklus – Zvednutí ramene

Dále se vysune pohyblivé rameno, čímž se uchopovač přiblíží k pásovému dopravníku na kterém je dutinka.



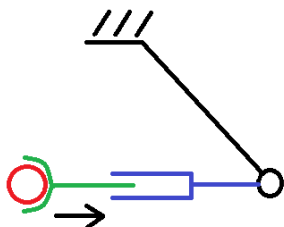
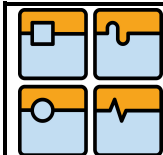
Obr. 24 Pracovní cyklus – Vysunutí ramene

Manipulační mechanismus na pojízdném samočinném zařízení nasune dutinku do uchopovače. Čelisti uchopovače se uzavřou.



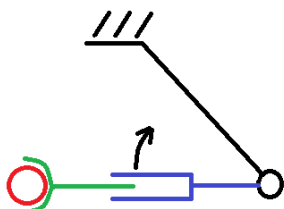
Obr. 25 Pracovní cyklus – Uzavření uchopovače

Poté se rameno zasune, aby při následujícím kyvném pohybu nedošlo ke kolizi s rámem stroje.



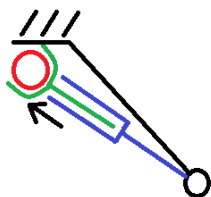
Obr. 26 Pracovní cyklus – Zasunutí ramene

Zasune se také druhý pneumatický motor vykonávající kyvný pohyb.



Obr. 27 Pracovní cyklus – Zvednutí ramene

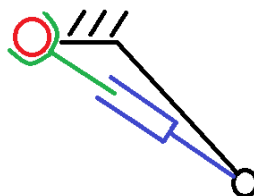
Aby se mechanismus dostal zpět do transportní polohy rameno se vysune.



Obr. 28 Pracovní cyklus – Vysunutí ramene

Posledním krokem cyklu je zavření zajišťovacího mechanismu vratnou pružinou. Ramena manipulátoru jsou opět v transportní poloze.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.29
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

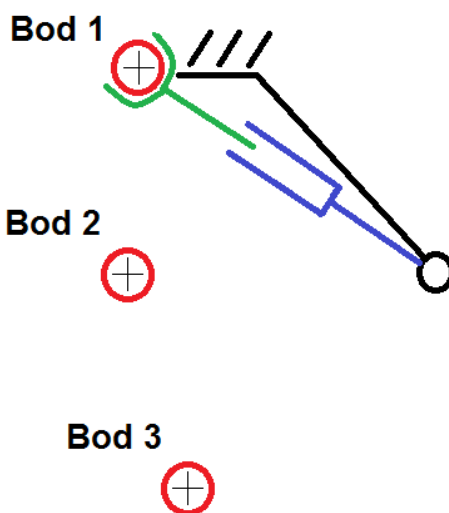


Obr. 29 Pracovní cyklus – Transportní poloha

5.5 Pracovní pozice

Pracovní pozicí jsou myšleny body, kde dutinku uchopujeme a kde ji uvolňujeme. Jako pracovní body uvažujeme střed dutinky. Důležitá je také trajektorie pohybu mezi těmito body, aby nedošlo ke kolizi s rámem stroje. Proto je samozřejmé, že se musíme stále držet v maximálním vestavbovém prostoru pro manipulátor.

Pracovní body jsou v rovině. Jejich rozmístění je vidět na následujícím obrázku. Popis obrázku odpovídá předcházející barevné a tvarové konvenci.

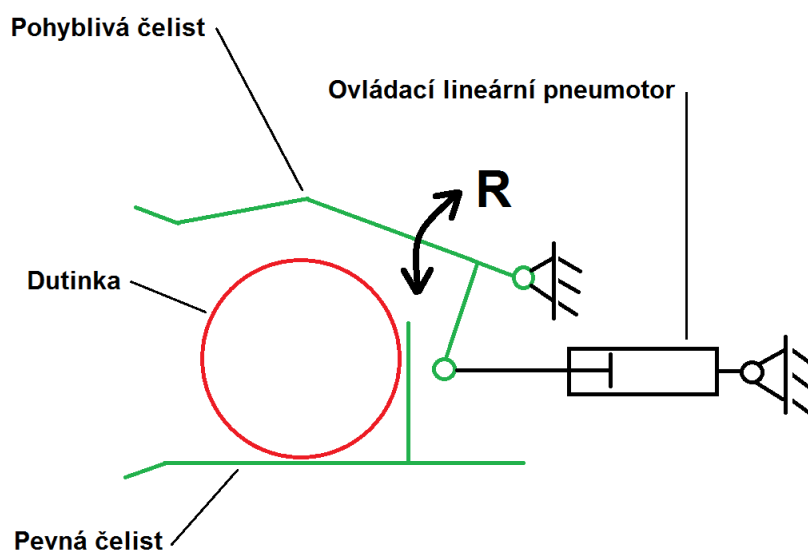


Obr. 30 Pracovní pozice

5.6 Kinematika pohybů uchopovače

5.6.1 Realizace uchopení

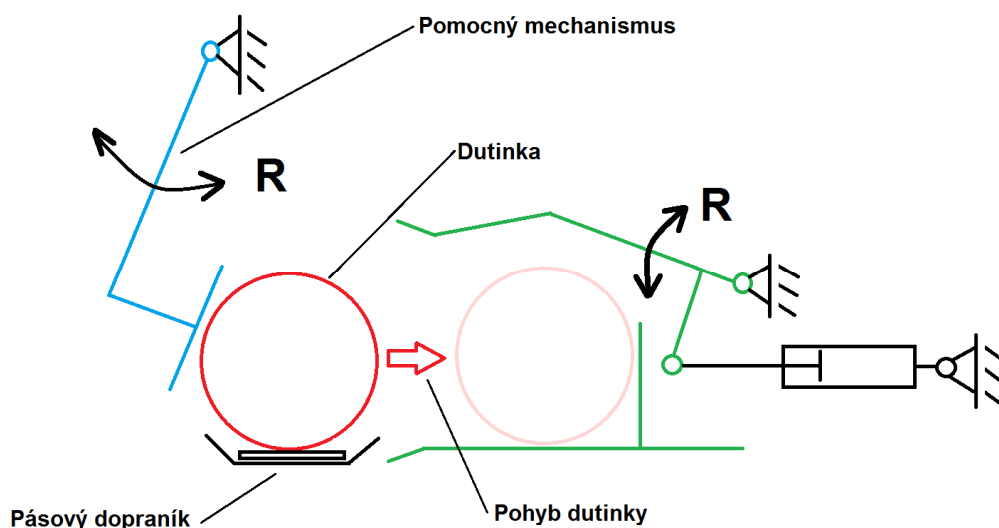
Jedna z čelistí uchopovače je kyvným pohybem uzavírána. Tento pohyb je vyvozen lineárním pneumatickým motorem, působícím přes páku.



Obr. 31 Kinematika čelistí uchopovače

Dutinka se dostává na spřádní místo pásovým dopravníkem. Je zastavena zastavovacím mechanismem (ten není na obrázku znázorněn). Poté co se přiblíží uchopovač k místu založení nové dutinky, provede pomocný mechanismus přesunutí dutinky do čelistí uchopovače.

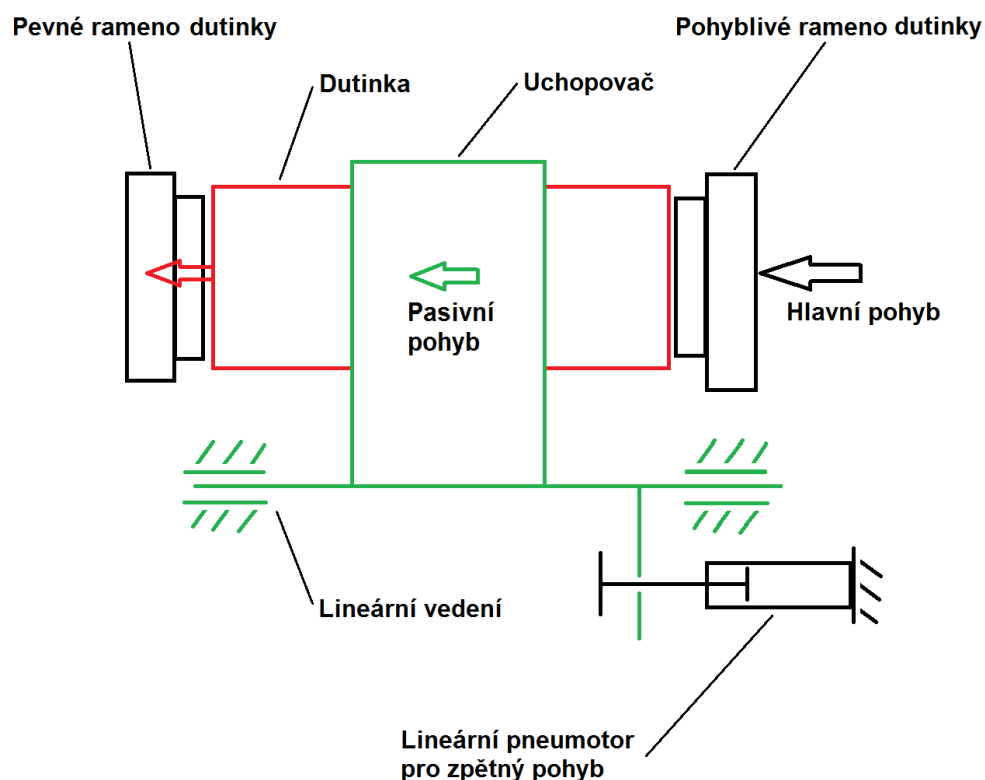
Pohyblivá čelist se uzavře a cyklus uchopení dutinky je dokončen.



Obr. 32 Přesunutí dutinky do uchopovače

5.6.2 Lineární pohyb uchopovače

Čelisti jsou pohyblivě umístěny na lineárním vedení. Ve chvíli kdy jsou zavírána Ramena dutinky pro umístění dutinky, je nutné, aby zavřené čelisti uchopovače mohli volně konat tento pohyb s dutinkou. Ke zpětnému pohybu čelistí do výchozí polohy slouží lineární pneumatický motor, který v pracovním cyklu vykonává pouze tento vratný pohyb. Poté je opět píst vysunut, aby se mohli čelisti volně pohybovat.



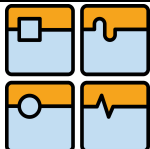
Obr. 33 Lineární pohyb uchopovače

5.7 Zjišťování polohy

Spolehlivý provoz kontroluje celkem 8 snímačů polohy. V současném provedení jsou jednotlivé pohyby kontrolovány čidly, připevněnými na ramena manipulátoru. Držáky těchto čidel a kontrolní plochy značně komplikují konstrukci a navyšují počet vyráběných dílů.

Indukčními snímači se kontrolují pohyby polohovacího mechanismu. Všechny tři pozice naklonění pohyblivého ramene. Kontrolujeme také obě pozice vysunutí pohyblivého ramene. Dále je kontrolováno uzavření aretačního mechanismu.

Na chapadle kontrolujeme zasunutou polohu obou pístů pomocných jazýčkových relé. Zřejmě kvůli malým rozměrům je zde zvoleno nepřímé odměřování na pneumatických motorech.

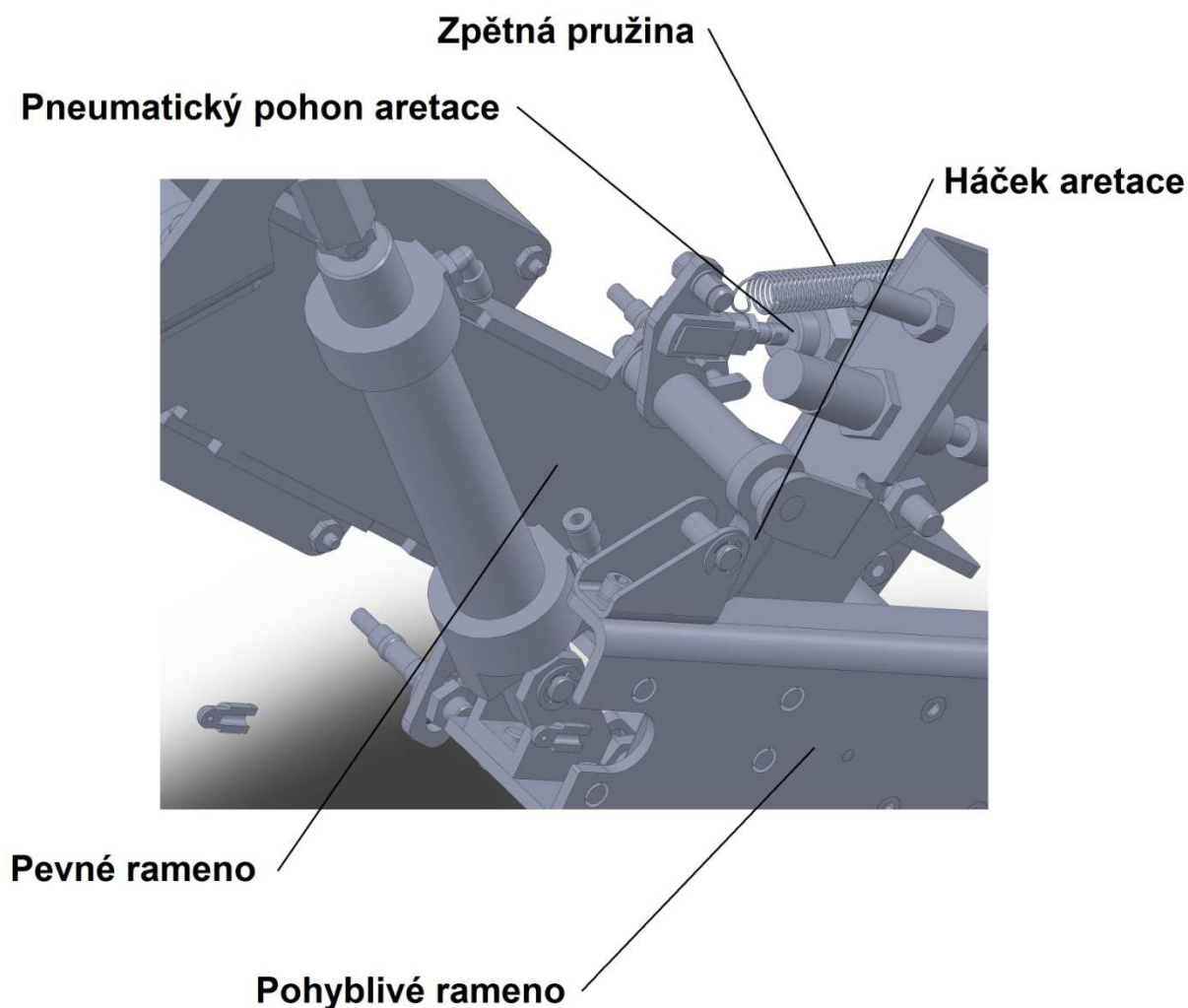
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.32
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

5.8 Aretace polohy

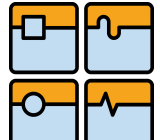
Manipulátor obsahuje také aretační zařízení, které zajistí manipulátor v transportní poloze. V případě, že by došlo k poruše, nebo k neočekávanému zastavení stroje stop tlačítkem, ovládací ventily propojí vstupy pneumatických pohonů s okolím. Tím by došlo k pádu ramene dolů a manipulátor by se poškodil. Takovýto stav nemůžeme připustit.

Dále musí být možné při takovéto poruše uvedení manipulátoru do transportní polohy, aby se umožnilo odjetí samočinného pojízdného zařízení do servisní polohy.

Zajištění ramene v transportní poloze je realizováno aretačním zařízením. Aretaci zajišťuje zpětná pružina a uvolnění jednočinný lineární pneumatický motor. Ty jsou umístěny na rameni připevněném ke kyvnému čepu. Na druhé straně kyvného čepu je připevněn háček, který se zaklesne o čep pohyblivému ramenu.



Obr. 34 Detail aretace polohy

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.33
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

5.9 Popis okolí manipulátoru

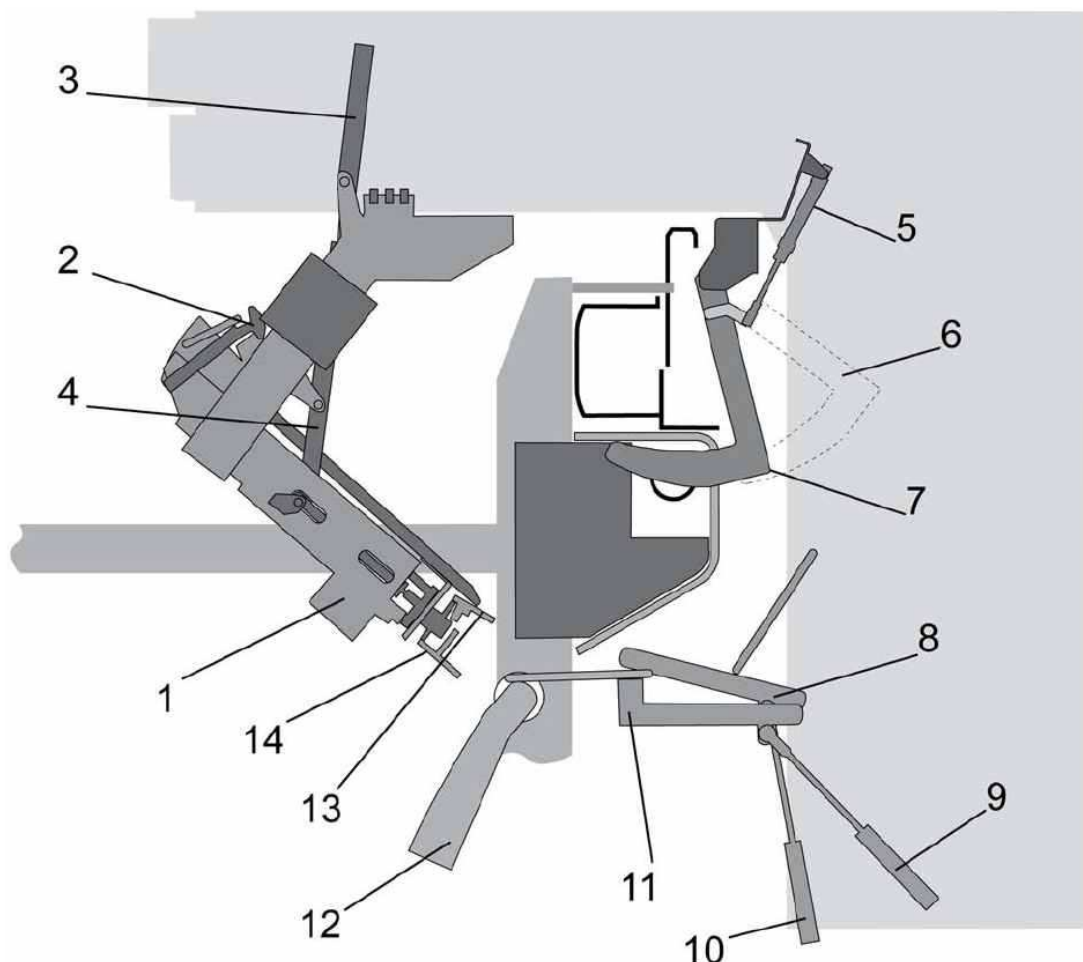
Jak bylo již zmíněno, manipulátor dutinky je umístěn na pojízdném samočinném zařízení obsluhujícím spřádací stroj. Ke správné funkci manipulátoru je třeba několik pomocných mechanismů.

Jedním z těchto mechanismů je zastavovač dutinky, který je na pásovém dopravníku. Zastaví dutinku ve správné poloze.

Další mechanismus provede přemístění z dopravníku do čelistí uchopovače. Ten je zde z důvodu špatné přístupnosti dutinky.

Je tu také mechanismus sloužící k uvolnění ramen cívky pro její odebrání, slouží také k zavření ramen s prázdnou, nově založenou dutinkou.

Ještě je nutno zmínit mechanismus, který s činností zakladače dutinky přímo nesouvisí, ale je v jeho těsné blízkosti, čímž omezuje pracovní prostor zakladače dutinky. Jedná se o manipulátor, který slouží k odebrání plné cívky.



Obr. 35 Schéma okolí manipulátoru [14]

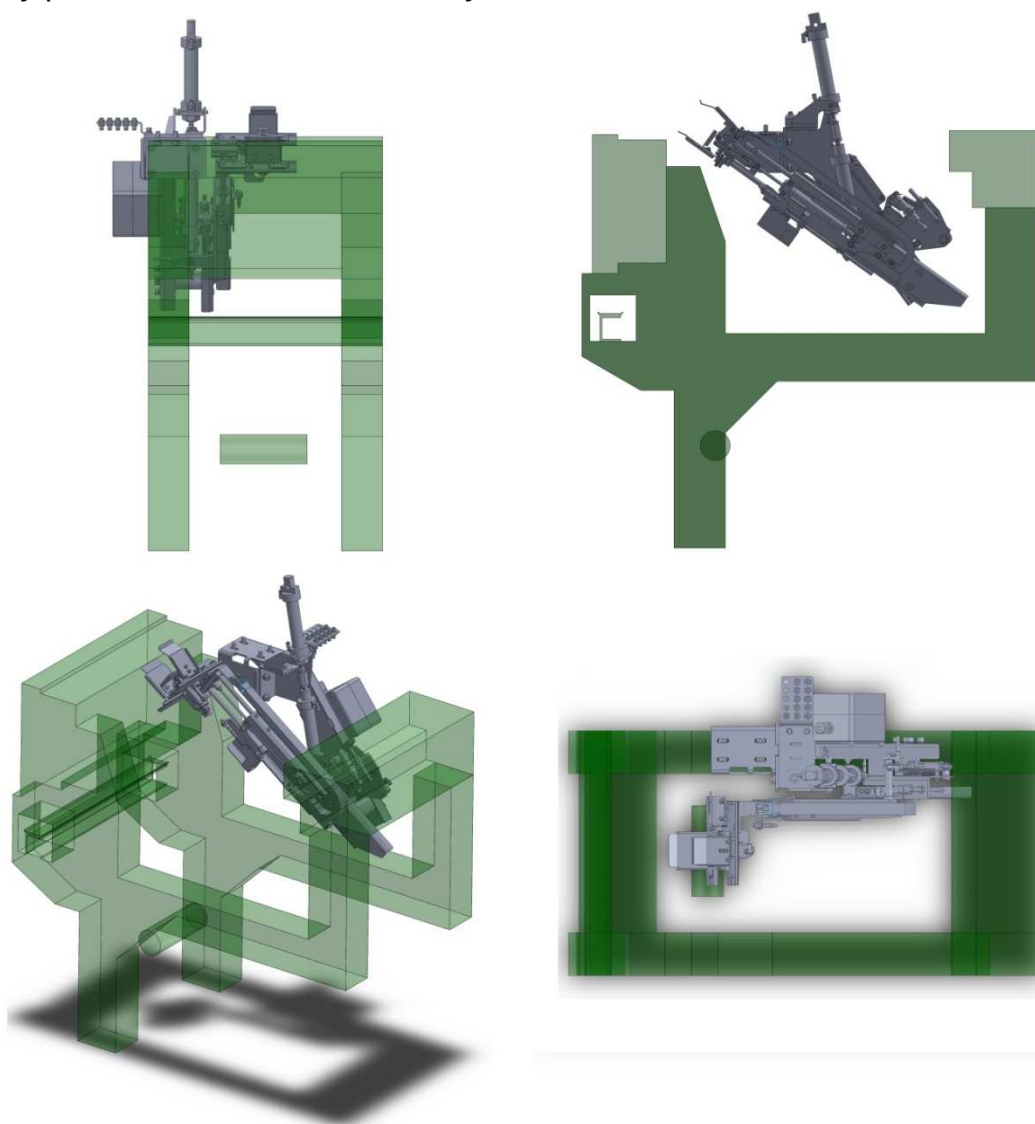
5.10 Maximální vestavbový prostor manipulátoru

Aby bylo možné vůbec provést nový návrh manipulátoru, je nutné znát prostor, ve kterém se může manipulátor vyskytovat. Protože pracuje ve dvou režimech, je nutné znát obě geometrie.

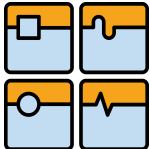
První geometrie je v transportní poloze. Sem zasahuje hlavně příčný průřez stroje, abychom při pohybu robotu do něčeho nenabourali, nebo o něco nezavadili. Musíme také umožnit práci mechanismu pro přemístění plných cívek na dopravník.

Druhá geometrie je při zakládání nové dutinky. Zde především nesmíme ramenem manipulátoru zavádět především o vedlejší cívku a musíme se vyhnout se nosníkům rámu stroje.

Na následujícím obrázku je schematicky zachycen rám spřádacího stroje. Příčky jsou k sobě posunuty tak, aby simulovali zakládání dutinky zleva a zprava příčky. Ve skutečnosti jsou tyto příčky vzdáleny asi dva metry. Je zde také zobrazena pozice dutinky při zakládání do ramen dutinky.



Obr. 36 Dispozice manipulátoru v upraveném rámu stroje

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.35
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

5.11 Vlastnosti manipulátoru

Hlavním vlastnost, která musí být splněna, je spolehlivost. Proto je nutné funkci manipulátoru dobře kontrolovat. Na manipulátoru je použito častěji přímé, nežli nepřímé odměřování. Vyloučí se tak více chyb, které by mohly nastat. Například při uvolnění některého spojení pohonu s mechanismem. Při použití nepřímého odměřování přímo na válcích by nedošlo k detekci poruchy stroje.

Manipulátor se pohybuje ve velmi prašném prostředí. Jedná se o velmi jemný prach, který ale nemá výrazné abrazivní účinky. Pro pohyblivá spojení je vhodné použít nemazaná kluzná plastová pouzdra.

Manipulátor musí být seřiditelný, aby bylo možné kompenzovat výrobní tolerance celého stroje. Přičemž je nutné seřízení především v dolní poloze v ramenech. Z tohoto důvodu jsou na manipulátoru oválné drážky ve šroubových spojích.

5.12 Změna okolních součástí

Naším cílem je pokud možno neměnit žádné okolní součásti. Což je jistě velice svazující požadavek avšak naším cílem je pouze optimalizovat jeden z mechanismů na pojízdném samočinném zařízení. Pokud by byly potřebné některé úpravy okolních součástí, jistě by to vedlo ke zvýšení ceny tohoto nového návrhu.

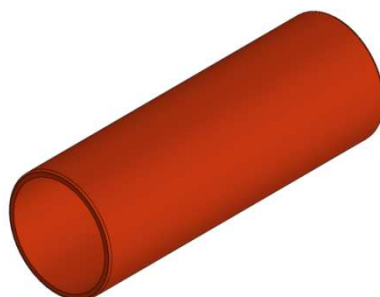
Je ale také potřeba zvážit, jestli bychom pomocí úpravy okolních součástí nedosáhli podstatného zjednodušení konstrukce, nebo integrování některých funkcí do manipulátoru (nasazení cívky do uchopovače pomocí přídatného mechanismu). Ale jak bylo již zmíněno, budeme se změně okolních součástí snažit vyvarovat.

5.13 Dutinka – přenášený předmět

Funkcí dutinky je to, že se na ní navíjí příze. Slouží k transportu příze. Bylo by možné srovnávat její funkci s paletou či bednou. Jedná se tedy o neproduktivní položku v procesu zpracování příze, proto je kladen důraz na minimalizaci nákladů.

Nečastěji bývá vyrobena z vrstveného papíru. Jsou ale také dutinky, které jsou z plastu. Ty pak mají na sobě vylehčovací otvory (kruhové či obdélníkové). Někdy bývá jejich vnější obvod opatřen výstupky, aby bylo zajištěno snadnější zachycení příze při začátku návinu.

Rozměry dutinky jsou: vnější průměr 58 mm, délka 170 mm a váha 50 g. Vnější průměr a délka musí být neměnné, aby byla zaručena zaměnitelnost. Váha se může lišit dle materiálu či konstrukce, ale ne nijak podstatně.



Obr. 37 Dutinka

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.36
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

6 Možnosti optimalizace polohovacího mechanismu

6.0.1 Optimalizace konstrukce

V konstrukci strojů a zařízení se optimalizací rozumí především minimalizace nebo maximalizace technických parametrů, např. co nejnižší hmotnost, co největší rychlost, atd. Průnikem řešení takto optimalizovaných parametrů vzniká nová konstrukce s novými vlastnostmi a charakteristikami. Optimalizace vybraných technických parametrů je často doprovázena optimalizací ekonomickou (náklady na výrobu).

Současná konstrukce manipulátoru je koncipována jako prototypová. Pokud bylo potřeba dodat manipulátoru další komponenty, často byl vytvořen nový dílec, který byl přišroubován na současný dílec, přičemž tento dílec nebyl podstatně měněn. Dále je zde také mnoho detailů jako pozůstatek vývoje. Funkce manipulátoru se osvědčila, proto byl nasazen do sériové výroby. Ovšem ve zjednodušení jeho konstrukce je velký potenciál, také díky tomu jsem tuto sestavu dostal jako zadání diplomové práce.

Jak vyplývá ze zadání, optimalizací je myšleno v konečné fázi snížit cenu této sestavy. Snížit cenu můžeme snížením počtu součástí, zjednodušením konstrukce, optimalizací technologie výroby, vhodným návrhem a dimenzováním součástí.

Vycházíme také z dané sériovosti 200 ks/rok. Protože se jedná o malosériovou výrobu je většina částí vypalována z plechů a následně svařována. A to také proto, že tento výrobní závod vlastní kompletní technologii k výrobě dílců z plechu.

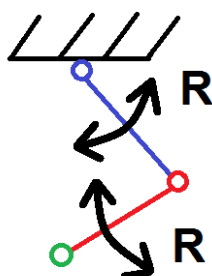
Ve svém návrhu se budu držet této osvědčené technologie výroby. Avšak je třeba brát i zřetel na nové technologie výroby odlitků. Pro tento druh sestavy pravděpodobně hliníkové dílce tlakově lité do silikonových forem.

6.1 Možnosti kinematického uspořádání

Z teorie uspořádání kinematických dvojic pro pohyb v prostoru, vyplývají čtyři základní uspořádání RR, RT, TR, TT. Za jednodušší se považují vazby rotační, ale nemusí tomu tak vždy být. Předpokládá se u nich totiž větší tuhost, než u translačních vazeb, s dlouhou dráhou pohybu. V této konkrétní aplikaci by však dráhy nebyly nijak velké, takže přichází v úvahu obě vazby.

Pozn.: Kinematické dvojice jsou v poloze jako při umístění na stroji.

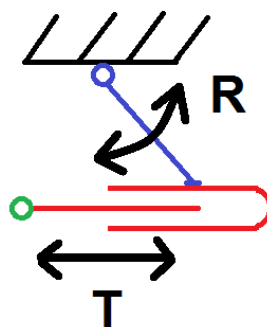
Za nejvýhodnější vazbu pro dosažení plošného 2D pohybu se považuje vazba se dvěma rotacemi. Vyznačuje se vysokou tuhostí i při velkém pracovním prostoru. Pracovní prostor je kruhový.



Obr. 38 Uspořádání kinematických dvojic Rotace - Rotace

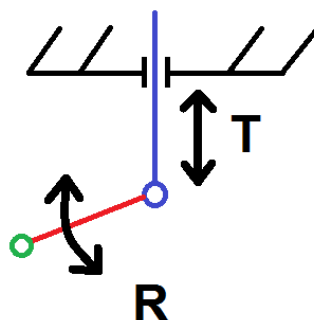
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.37
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Vazba RT, je složená z rotace připevnění na základnu a z translační vazby na konci prvního ramene. Úhel mezi rameny může být různý a udává velikost pracovního prostoru, kterým je mezikružší. Toto uspořádání je použité na současném manipulátoru.



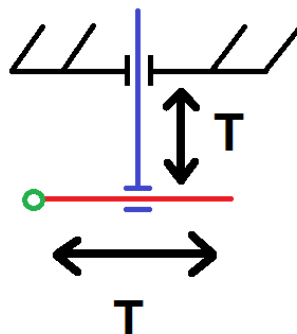
Obr. 39 Uspořádání kinematických dvojic Rotace - Translace

Při uspořádání TR, je na základnu připojena nejprve translace a za ní je rotace. Pracovní prostor je obdélník s půlkruhy.



Obr. 40 Uspořádání kinematických dvojic Translace - Rotace

Poslední vazbou je vazba TT. V minulosti byla velice oblíbená, protože se snadno řídila. Zaručení dostatečné tuhosti konstrukce je velice náročný úkol. Toto uspořádání se přesto velice používá pro aplikace, kde je nutné najíždět souřadnicově (rovnání předmětů do palety). Pracovní prostor je obdélníkový.



Obr. 41 Uspořádání kinematických dvojic Translace - Translace

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.38
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

6.2 Realizace kinematických vazeb

V našem návrhu se omezíme pouze na použití pneumatických pohonů. Jejich výhodou je, že jsou velice levné. Problémy s přívodem stlačeného vzduchu mít nebudeme, protože celý stroj hojně využívá stlačeného vzduchu pro mnoho funkcí. Nevýhodou těchto pohonů je špatná ovladatelnost. Dráhu pohybu nemůžeme řídit, musíme si proto vystačit pouze s body v koncových polohách dráhy (zdvihu).

Použití elektrických pohonů v kombinaci s dalšími mechanismy (převodovkami, šrouby a maticemi) by bylo možné, ale velice drahé. S elektrickými pohony s odměřováním bychom mohli přesně najíždět do konkrétních bodů v rozsahu pohonu, čímž by byl návrh vhodné geometrie značně jednodušší, neboť bychom si mohli naprogramovat přesnou dráhu manipulátoru.

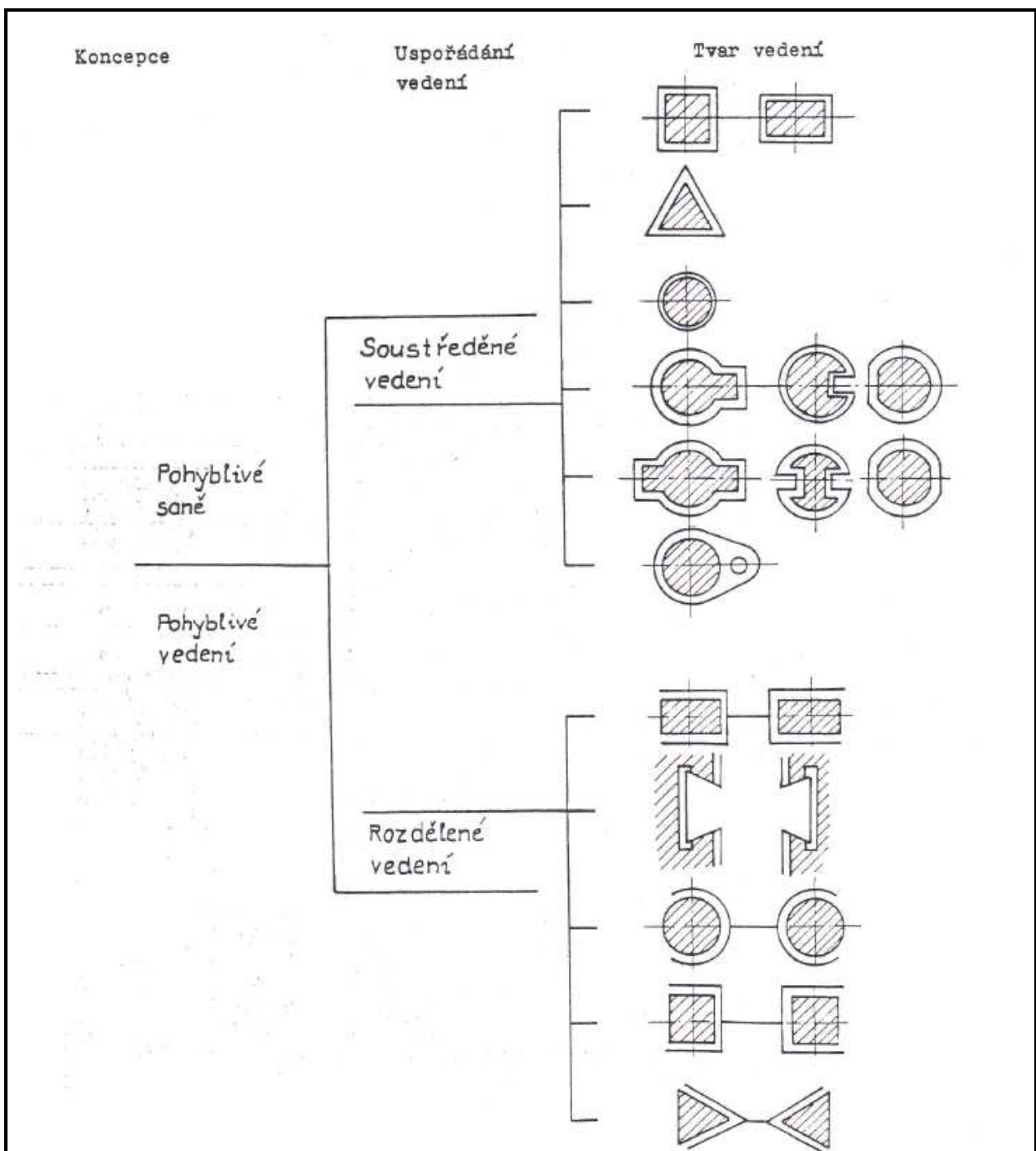
6.2.1 Translační vazby

Translační vazby se pneumaticky realizují velice snadno. K pohonu použijeme velice levný pneumatický lineární motor, slangově nazývaný jako pneumatický válec. Pístnice tohoto pohonu by měla být zpravidla zatížena pouze axiální silou, proto musíme použít také vedení. Možností realizace vedení je několik druhů. My se budeme zabývat pouze třecími vedeními. Valivá vedení jsou používána pro velká zatížení, což není náš případ, proto je nebudeme ani uvádět.

Na následujícím obrázku je zakresleno několik druhů používaných vedení. Jedná se o teoretické možnosti provedení vedení. Hlavním požadavkem na volbu vedení je jistě zamezení pootočení, proto vedení jednoduché kruhové vyloučíme.

Realizace většiny druhů vedení by byla finančně náročná, protože bychom museli použít speciální tvary kluzných elementů. V současné době s rozvojem plastů se na trhu objevují profilová kluzná lineární vedení. Jedná se o velice elegantní a levný způsob realizace kluzného vedení. Takovéto prvky nabízí například firma Igus pod označením DryLin.

Výrobci nabízí v příslušenství k pneumatickým lineárním motorům, dvojité kruhové vedení, což je velice jednoduché a elegantní řešení. Nabízejí dokonce tzv. pohony s přímočarým vedením, kde je pneumatický motor a vedení integrováno do jednoho celku. Tento druh je určen především pro vyšší zatížení, jeho výhodou je kompaktní provedení a nevýhodou vyšší cena.

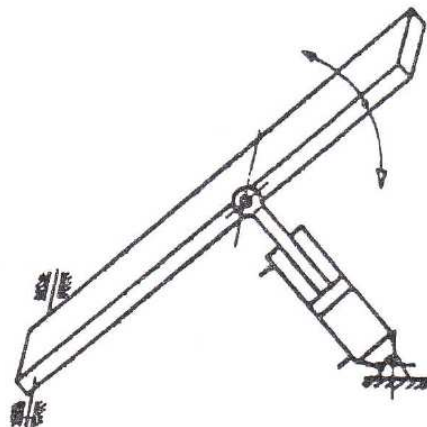


Obr. 42 Schematické znázornění přímých vedení [10]

6.2.2 Rotační vazby

Rotační vazby, v tomto případě vazby kyvné (otáčíme o méně než 360°), lze realizovat několika způsoby. Prvním způsobem je použití klasického kyvného pneumatického motoru, založeného na principu křídlového pohonu. Dále lze použít pohon se dvěma písty na principu ozubený hřeben – pastorek. Nebo pomocí nepřímého pohonu pneumatickým lineárním motorem.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.40
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	



Obr. 43 Kyvný pohon s nepřímým náhonem[10]

U tohoto druhu pohonu je nutná správná volba pozice pneumatického motoru tak, aby byl pokryt rozsah pohybů a zároveň nebyla překročena maximální síla motoru.

Uložení rotační vazby je možné provést valivě, nebo kluzně. Valivé uložení je vhodnější pro náročnější aplikace. Má v principu vyšší životnost a hlavně je tužší. Kombinace předešlých dvou vlastností zaručuje lepší hodnoty tuhosti během životnosti.

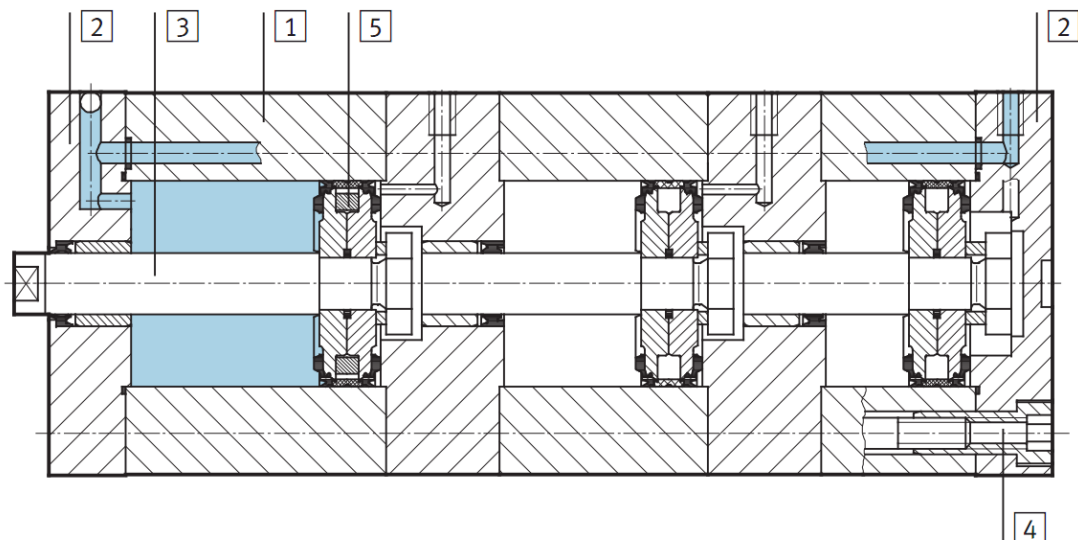
Kluzné uložení lze provést velice jednoduše pomocí kluzných pouzder. Materiálem kluzných pouzder je nejčastěji bronz (pro větší zatížení), nebo plast. V současné době mají plastová pouzdra podobné únosnosti jako bronzová. Vhodným výběrem materiálu pouzdra můžeme zaručit bezproblémový provoz i v náročných podmínkách. Například za vyšších teplot, v chemicky agresivním prostředí či v potravinářství. Velkou výhodou plastových pouzder je jejich samomazný účinek a tím zaručená bezúdržbovost.

6.2.3 Možnosti dvoustupňového pohybu

Jak bylo již zmíněno, pneumatickým lineárním motorem můžeme najíždět pouze do krajních poloh, proto bychom potřebovali mít osu ovládanou na 3 pracovní body, musíme mít realizován dvoustupňový pohyb.

Nejjednodušším řešením je spojení dvou lineárních motorů v sérii za sebe. To lze provést jednak spojením obou konců motorů (poté je na každé straně pístnice s daným zdvihem) nebo pístnicemi k sobě, jak je to realizováno v původním návrhu. Tato konstrukce je velice vhodná, protože můžeme uchytit pneumatický motor na straně kde vychází pístnice, čímž získáme malou vzdálenost mezi kotvícími body.

V dnešní nabídce firem zabývajících se pneumatickými komponenty jsou také tzv. vícepolohové válce, které vznikají sériovým spojením 2 až 5ti válců se stejným průměrem pístu, ale s různými délkami zdvihu, pak lze dosáhnout až 6ti různých poloh. Nevýhodou je nižší přesnost polohování. Řez takového válce je zakreslen na následujícím obrázku. Ovšem tyto pneumatické pohony jsou velice drahé.



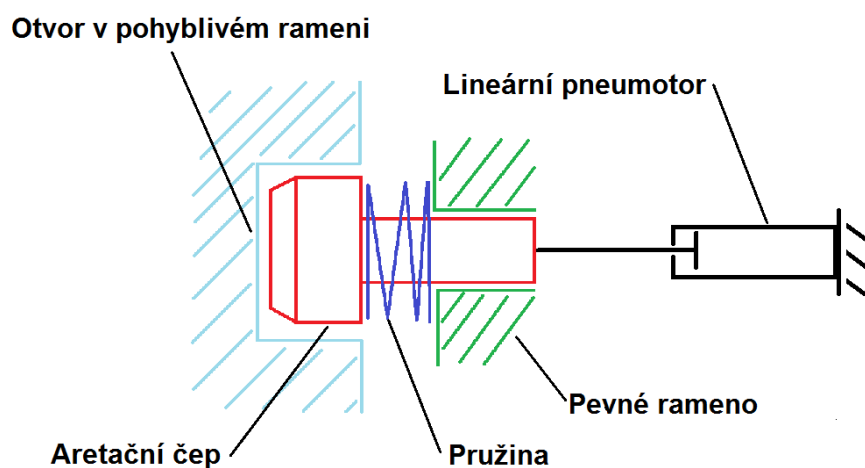
Obr. 44 vícepolohový pneumatický lineární motor [11]

6.3 Aretační zařízení

Při podrobném analyzování funkce aretačního zařízení bylo shledáno, že by funkci aretačního zařízení mohla vykonávat pružina, která by vracela rameno do transportní polohy. To však není možné. Kdyby došlo k výpadku tlakového vzduchu v dolní poloze při vysunutém rameni, došlo by posléze ke kolizi chapadla s rámem stroje, což je nepřijatelné.

6.3.1 Aretace mechanismem

Současný aretační mechanismus je velice složitý. Proto by bylo vhodnější zvolit jinou koncepci zajištění polohy, nežli pomocí kyvné páky s háčkem. Jednodušší by bylo použít standardnější řešení pomocí zasouvání čepu do otvoru.

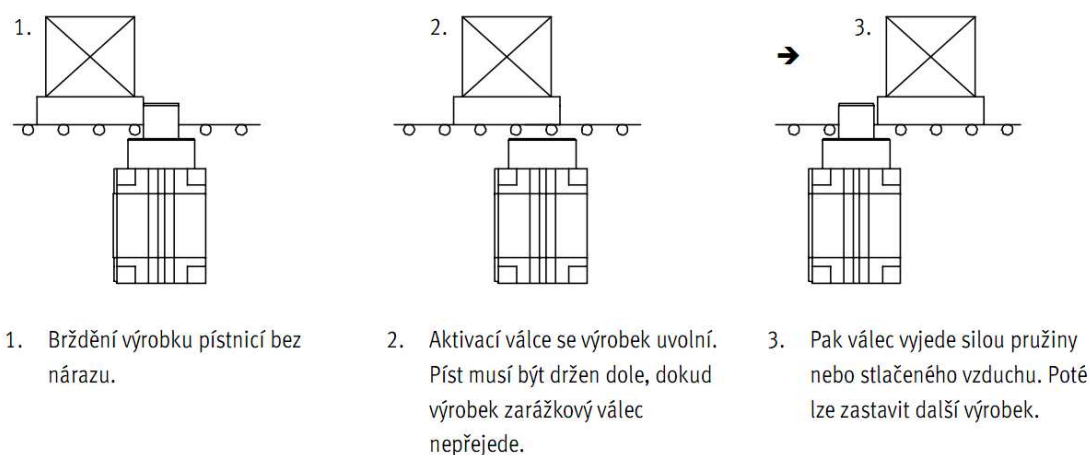


Obr. 45 Mechanismus aretace

6.3.2 Aretace zarážkovým pneumatickým motorem

Naprosto stejnou funkci jako výše zmíněný mechanismus zastává zarážkový pneumatický motor.

Zarážkové pneumatické motory slouží pro pásové, řetězové, nebo válečkové dopravníky. Všude tam, kde je potřeba spolehlivě zastavovat nebo oddělovat dílce, palety ve výrobním procesu. Vyznačují se vysokou odolností vůči radiální síle na pístnici, čímž se liší od klasických pneumatických lineárních motorů, které smějí být zatíženy pouze axiální silou. Zdvih těchto pneumatických motorů není velký, což pro jejich funkci nijak nevadí. Nejčastěji jsou v provedení jednočinném. Zasunutí pístnice se provádí tlakovým vzduchem a vysunutí zpětnou pružinou. To je z důvodu bezpečnosti, kdyby došlo k výpadku nebo přerušení přívodu tlakového vzduchu. Zakončení pístnice má tři varianty: s čepem, s kladkou, s lámací pákou. [9]



Obr. 46 Funkce zarážkového pneumatického motoru [9]

V naší aplikaci by byl zarážkový pneumatický motor umístěn na pevném ramenu. Pístnici se bude zasouvat do otvoru na pohyblivém rameni, čímž zaručí aretaci tohoto ramene v transportní poloze.

Protože zpětné síly pružin nejsou nijak velké, mohlo by dojít při vzpříčení čepu (pístnice) pneumatického motoru v otvoru v rameni, k zaseknutí čepu a jeho úplnému nezasunutí, což by vedlo k poruše a nutnému přivolání obsluhy, čemuž se chceme vyhnout. Abychom se vyvarovali zaseknutí, je nutné, aby otvor v rameni byl o něco větší. Při opětovném spuštění hlavních válců by došlo k mírnému nadzdvihnutí ramene, čímž by se čep uvolnil. Druhou možností odstranění problému je použití pístnice s kladkou. Při odvalování kladky by nemělo dojít ke vzpříčení. Potřebná síla na zasunutí je při valivém spojení několikanásobně menší než při třecím spojení (u čepu).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.43
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

6.4. Zjišťování polohy

Pro spolehlivý chod je třeba mít mechanismus opatřen snímači polohy. Aby byl zaznamenán poruchový stav a byla přivolána obsluha. Během provozu totiž může dojít k neočekávaným stavům a poruchám. Např.: Může dojít k uvolnění spojení s pneumatickým pohonem, k zadření pneumatického pohonu, k mechanickému poškození některého nosného prvku atd.

V praxi je vhodné tyto stavy zjistit a podrobit je nějaké analýze. Nejčastěji se k řešení používá metoda FMEA. Vytvoří se seznam možných závad, poté se hledá příčina těchto závad. Ke každé závadě se stanoví pravděpodobnost výskytu a závažnost. Na základě této analýzy se rozhodne, zda se budeme závadě snažit předejít, nebo jestli se smíříme s možností jejího výskytu.

Bylo by vhodné i toto řešení podrobit takovéto analýze. Autor této práce nemá však tak rozsáhlé zkušenosti, aby mohl takovouto analýzu korektně provést. Při konkrétním konstrukčním řešení však bude brán zřetel na současné provedení. Pokud bude nové řešení podobné tomu stávajícímu, budu pravděpodobně i spolehlivost podobná.

6.4.1 Přímé

Při přímém odměřování polohy kontrolujeme polohu samotného členu, se kterým chceme hýbat. Pokud dojde k poruše mechanismu mezi samotným členem a pohonem, na kterém je umístěno odměřování, jsme schopni tuto poruchu zachytit.

Výhodou je tedy větší spolehlivost zjišťování polohy. Nevýhodou touho řešení je složitější konstrukce.

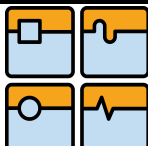
Umístění snímačů musí být tedy takové, abychom snímali polohu samotného polohovaného členu.

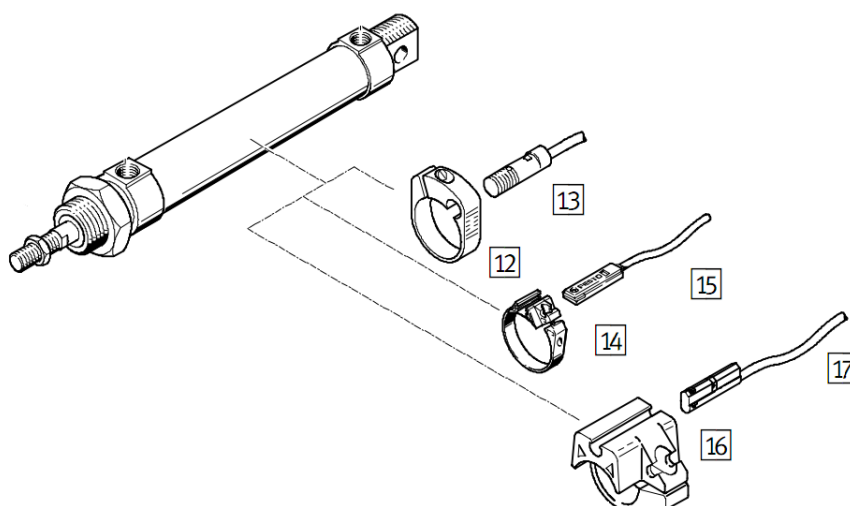
Ovšem je třeba také uvážit velikost rozsahu čidel, pokud dojde k částečnému rozpojení mechanismu. Je pravděpodobné, že aniž by čidlo zaznamenalo chybu, nedojde k založení dutinky kvůli už tak velké výchylce. V tomto případě je použití přímého odměřování dle názoru autora zbytečné. Jelikož nedojde k založení dutinky a pracovní cyklus se stejně přeruší. Např. pokud by mělo čidlo zjišťování pozice pohyblivého ramene (kývání) spínací rozptyl $\pm 3\text{mm}$, potom by chapadlo mohlo polohovat přibližné $\pm 9\text{mm}$. Což je pro založení dutinky nedostačující.

6.4.2 Nepřímé

Při nepřímém odměřování zjišťujeme polohu pohonu, nikoli samotného členu. Takže pokud by došlo k poruše mechanismu mezi pohonem a samotným členem nejsme schopni tuto poruchu zjistit.

Toto odměřování polohy realizujeme osazením pneumatických lineárních motorů čidly. Na pneumatický motor, do obou koncových poloh, se umístí objímka s příslušným čidlem. Toto snímání polohy přímo navrhuje výrobce ve svém katalogu. Dojde tak k podstatnému zjednodušení konstrukce, a také ke snížení počtu vyráběných dílců. Jedinou nevýhodou tohoto řešení může být, že ze signálu z čidel nezaznameneleme poruchu, pokud dojde k utržení pohonu z uložení, kdežto v současném návrhu bychom tuto poruchu zjistili.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.44
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	



Obr. 47 Čidla pro lineární pneumatický motor [16]

6.5 Multikriteriální výběr polohovacího mechanismu

Jako hlavní hodnotící faktory byly vybrány změna okolních součástí a spolehlivost. Mají proto přidělenou největší váhu. Jedná se o reprezentaci požadavků, které musí manipulátor splnit.

Hodnotící faktory cena, jednoduchost konstrukce, počet dílců a hmotnost spolu přímo souvisí, proto byla maximální váha rozdělena mezi tyto faktory. Tento součet hodnotí výrobní náklady a nároky.

V tabulce je uvedeno také současné řešení, aby bylo možné nová řešení porovnat. Je zde také uvedeno, protože nový návrh by neměl mít menší hodnocení, nežli to současné.

Bodové hodnoty v tabulce byly vyplněny podle zkušeností a znalostí autora. Jejich vysvětlení je uvedeno pod tabulkou.

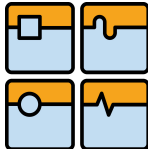
Celkový výsledek hodnocení je určen podílem sumy součinů váhy a bodového hodnocení lomeno maximální hodnocení.

Jako nejlepší varianta byla zvolena varianta s uspořádáním R+T , tedy současná koncepce. Faktor, který rozhodl výběr, byl změna okolních součástí.

Vlastnost	Váha	Hodnocení		
		R+R	R+T	Současné řešení
Cena	0,3	3	3	0
Změna okolí	1	2	5	5
Spolehlivost	1	3	4	4
Jednoduchost konstrukce	0,3	4	4	1
Počet dílců	0,2	4	4	1
Hmotnost	0,2	4	4	3
Celkový výsledek		0,58	0,85	0,67

Tabulka 1 Multikriteriální analýza výběru kinematiky polohovacího mechanismu

0...nevyhovující
 1...velmi slabé
 2...vyhovující
 3...dobré
 4...velmi dobré
 5...výborné

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.46
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

7 Možnosti optimalizace uchopovače

Uchopovač má velký potenciál pro optimalizaci. Bylo by možné jej zkonstruovat jako pasivní, protože okolní mechanismy zajišťují potřebné pohyby přenášené dutinky (nasazení do chapadla, nasazení do ramen).

7.1 Uchopovač – lineární pohyb

Založením cívky se rozumí translační posuvný pohyb dutinky způsobený zavírání ramen. Tento pohyb je tudíž vyvozován jiným mechanismem. Cílem našeho návrhu by mělo být odstranění pohonu pro zpětný pohyb uchopovače. Tudíž vypracovat v tomto ohledu chapadlo jako pasivní.

7.1.1 Vratný pohyb pneumatickým pohonem

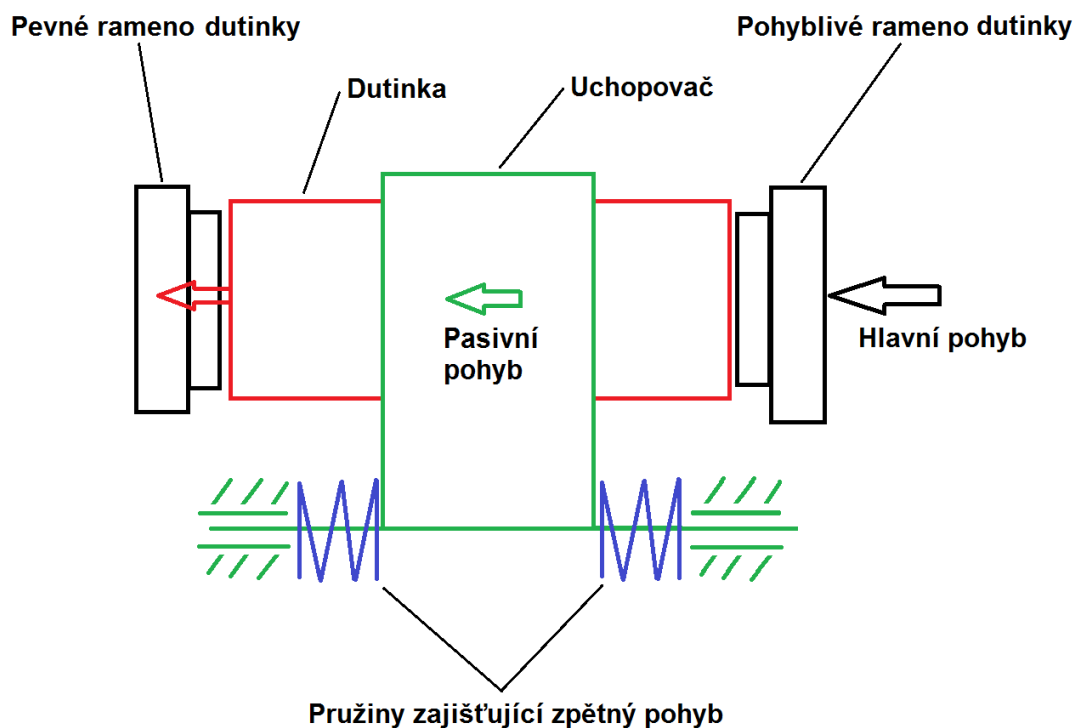
Jedná se o současné řešení. Schéma je uvedeno v kapitole Lineární pohyb uchopovače.

Výhodou tohoto řešení je minimální odpor, který klade manipulátor při uzavírání Ramen dutinky. Nevýhodou je použití pohonu, což navyšuje náročnost konstrukce, cenu a hmotnost.

7.1.2 Vratný pohyb pomocí pružin

Jednou z možností jak realizovat pohyby jako pasivní, je osadit uchopovač lineárním vedením a pružinami. Toto řešení je velice podobné současnému, lineární vedení zůstává, jen zpětný pohyb je vyvozen pružinou. Na obrázku jsou pružiny dvě, při tomto uspořádání se použijí dvě předepnuté pružiny proti sobě, takže se účinky jejich sil eliminují. To zaručuje, že se bude chapadlo vracet vždy do výchozí pozice uprostřed pružin. Síla potřebná k přemístění chapadla bude narůstat od nuly. Bylo by také možné uspořádání s jednou pružinou z levé strany a na pravé straně by byl doraz. Tak aby síla při pohybu narůstala od nuly, nesměla by být pružina předepnutá, čímž by nebylo zajištěné zpětné vrácení uchopovače, kdyby došlo ke zvýšení tření ve vedení. Při použití předepnuté pružiny síla při pohybu narůstá od síly předepnutí. Jestli zvolit jednu pružinu nebo dvě závisí na velikosti síly při uzavírání ramen a na maximální třecí síle mezi dutinou a čelistí uchopovače.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.47
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	



Obr. 48 Uchopovač s lineárním vedením a dvěma pružinami

7.1.3 Bez pohybu

Toto řešení je úplně nejjednodušší. Čelisti chapadla nevykonávají žádný lineární pohyb. Lineární pohyb koná pouze dutinka, která se smýkne v čelistech chapadla.

Povrch a tvar čelistí musí být uzpůsoben tak, aby se dutinka při smýkání nepoškodila či nezasekla. Musí být také vhodně zvolená svírací síla čelistí chapadla, aby nebyla třecí síla větší než je uzavírací síla ramen dutinky. A naopak aby nebyla příliš malá, aby nedošlo k vypadnutí připravené dutinky, v transportní poloze, vlivem vibrací při pohybu pojezdového samočinného zařízení.

7.1.4 Multikriteriální výběr lineárního pohybu

Hlavní hodnotící faktor je spolehlivost. Má proto největší přidělenou váhu. Změna okolních součástí zde není uvažována, protože veškerá řešení jsou navrhována tak, aby nezpůsobila změnu okolních součástí.

Hodnotící faktory cena, jednoduchost konstrukce, počet dílců a hmotnost spolu přímo souvisí, proto byla maximální váha rozdělena mezi tyto faktory. Tento součet hodnotí výrobní náklady a nároky.

V tabulce je uvedeno také současné řešení, aby bylo možné nová řešení porovnat. Je zde také uvedeno, protože nový návrh by neměl mít menší hodnocení, nežli to současné.

Bodové hodnoty v tabulce byly vyplněny podle zkušeností a znalostí autora. Jejich vysvětlení je uvedeno pod tabulkou.

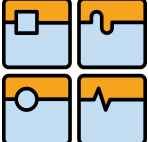
Celkový výsledek hodnocení je určen podílem sumy součinů váhy a bodového hodnocení lomeno maximální hodnocení.

Nejlepší hodnocení měla varianta bez pohybu. Jedná se o konstrukčně nejjednodušší řešení. Ovšem jeho spolehlivost je snížena, protože při smyku dutinky v chapadle může snáze dojít k zaseknutí, nežli ve vedení, které mají ostatní varianty.

Vlastnost	Váha	Hodnocení			
		S pneumatickým pohonem	S pružinou	Bez pohybu	Současné řešení
Cena	0,3	2	3	5	0
Spolehlivost	1	5	4	3	5
Jednoduchost konstrukce	0,3	2	3	5	2
Počet dílců	0,2	2	3	5	1
Hmotnost	0,2	2	4	5	1
Celkový výsledek		0,70	0,72	0,80	0,60

Tabulka 2 Multikriteriální analýza pro hodnocení druhu lineárního pohybu

- 0...nevyhovující
- 1...velmi slabé
- 2...vyhovující
- 3...dobré
- 4...velmi dobré
- 5...výborné

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.49
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

7.2 Uchopovač - realizace uchopení

7.2.1 Chapadlo s pneumatickým pohonem – současné řešení

Jedná se o řešení, kdy je jedna čelist chapadla ovládána pneumatickým motorem přes pákový převod. Schéma je uvedeno v kapitole realizace uchopení. Výhodou je nulový odpor při vkládání dutinky pomocným mechanismem.

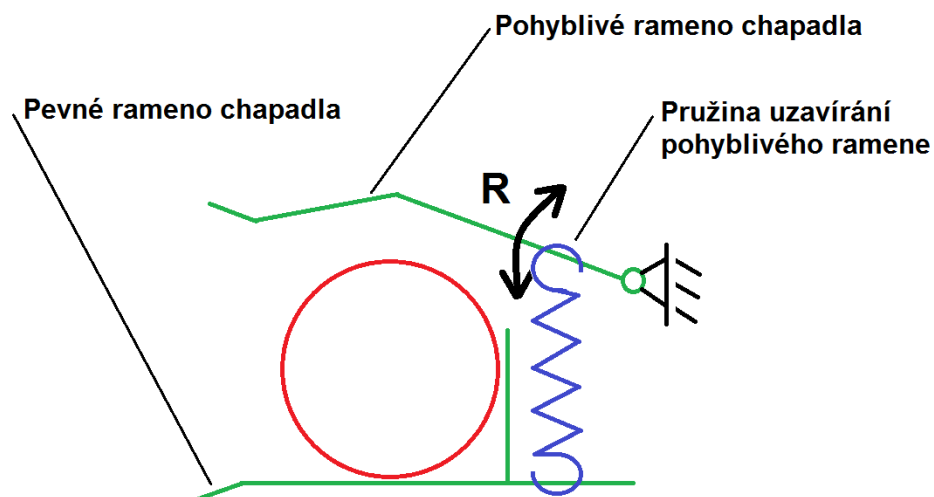
7.2.2 Chapadlo s pneum. pohonem bez pomocného mechanismu

Při zachování pohonu čelistí uchopovače by bylo možné úplné vyloučení základacího mechanismu. Bylo by jen nutné vhodně navrhnout tvar a princip zavírání čelistí. Což by bylo konstrukčně trochu složitější, ale potom bychom odstranili celý základací mechanismus. Problém v konstrukci je ten, že nad dutinkou na pásovém dopravníku není moc místa. Zajímavé by bylo řešení uzavíracího chapadla pohybujícího se po profilové dráze. Nebo použití soustavy pák k uchopení dutinky.

Podstatnějším problémem tohoto řešení je to, že při uchopení by musela být dutinka nadzdvížena nad okraj lemu pásového dopravníku. Jinak by muselo pohyblivé rameno vykonávat ještě další pohyb.

7.2.3 Pasivní chapadlo s pružinou

Klasickou metodou realizace pasivního uchopovače je použití pružin k zavření čelistí. Pružiny mohou být navrženy jako tlačné nebo jako tažné, to záleží na jejich umístění. V praxi se často používají obě pohybující se čelisti, v tomto případě je jednodušší jednu čelist mít pevnou a druhou pohyblivou. Pohybující se čelist může vykonávat translační nebo rotační pohyb, z předchozího obrázku je zřejmé, že rotační pohyb je v tomto případě velice vhodný a navíc jeho realizace je také velice jednoduchá.



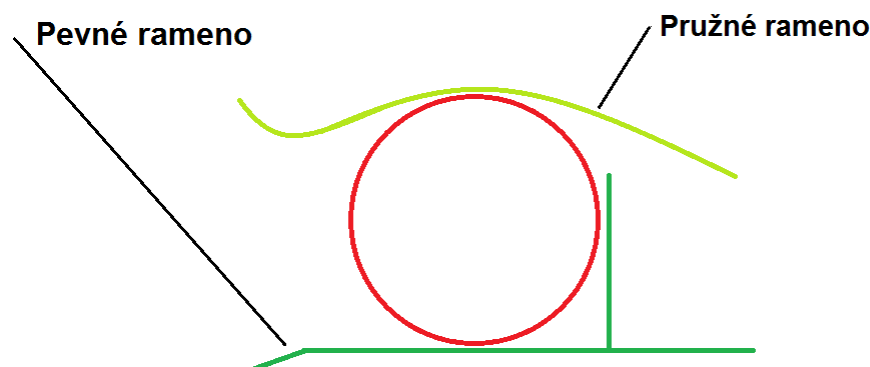
Obr. 49 Pasivní chapadlo s pružinou

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.50
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

7.2.4 Pasivní chapadlo s pružnými čelistmi

Další velice elegantní možností provedení pasivního chapadla je použití pružné čelisti (nebo pružně uložené čelisti). Toto řešení se velice podobá principu s pružinou, ale na rozdíl od něj neobsahuje žádné mechanismy. Konstrukce je velice jednoduchá, skládá se pouze ze dvou čelistí, z nichž je jedna nebo obě vyrobeny z pružného materiálu, například z plastu, či z pružinové oceli.

Velkou výhodou tohoto řešení je jeho nenáročnost a jednoduchost. Otázkou je ovšem spolehlivost takového provedení. Rameno musí být správně navrženo, aby vlivem cyklického namáhání nedošlo ke změně pružnosti ramene, či k jeho lomu.



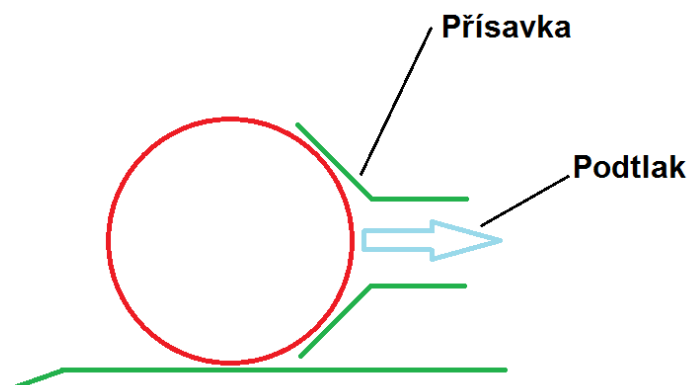
Obr. 50 Pasivní chapadlo s pružným ramenem

7.2.5 Podtlakové chapadlo

Dalším způsobem uchopení je uchopení podtlakové, tzv. vakuové. Uchopení nevyžaduje žádné mechanismy, takže jeho konstrukce je velice jednoduchá. K tvorbě podtlaku se používají speciální ejektory připojené na tlakový vzduch. Ovšem komplikovaný je zde tvar přísavky, která by musela být zřejmě vyrobena zakázkově na míru.

Je ještě nutné zmínit, že pokud by byla použita tato konstrukce nelze vynechat lineární pohyb uchopovače.

Pokud by byla přísavka uložena pružně. Bylo by možné vyloučení pomocného mechanismu. Otázkou je ovšem spolehlivost takovéto konstrukce.



Obr. 51 Podtlakové chapadlo

7.2.6 Multikriteriální výběr realizace uchopení

Hodnoty v tabulce byly vyplněny podle zkušeností a znalostí autora. Kontrolované vlastnosti a jejich váha byly zvoleny jako v předcházejícím hodnocení.

Nejlépe hodnocená varianta řešení je pasivní chapadlo uzavírané pružinou. Ohledně spolehlivosti se toto chapadlo velice blíží chapadlu uzavíranému pneumatickým pohonem. Volbou pružiny je možné dosáhnout vhodné upínací síly.

Velice dobré řešení je také varianta s pružnými čelistmi. Po předběžných konstrukčních výpočtech autorovi vycházela poměrně malá přitlačná síla, proto bylo sníženo hodnocení tohoto řešení.

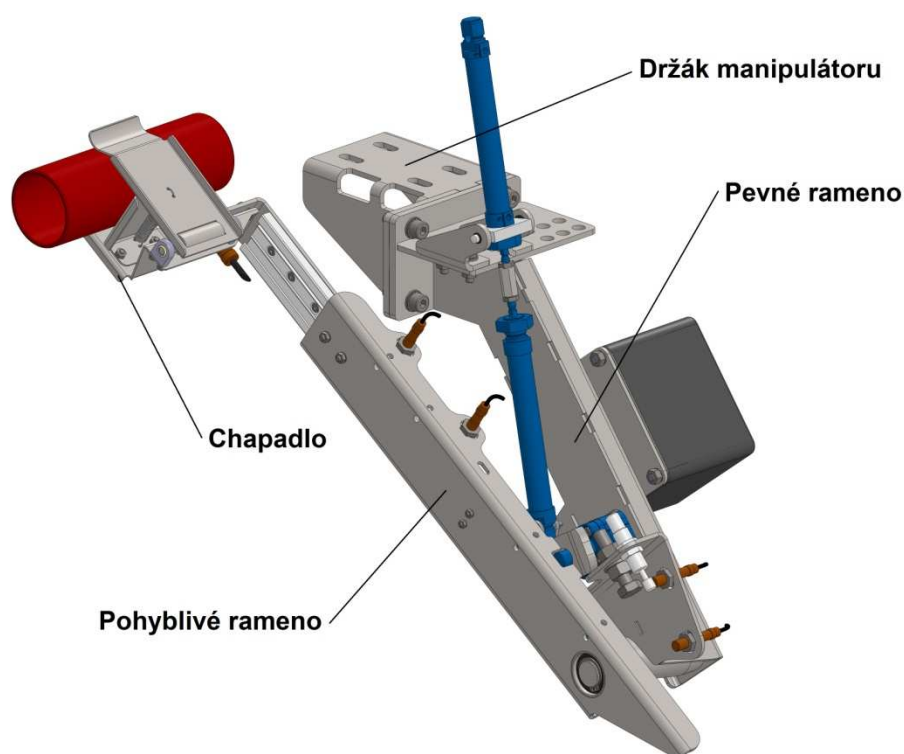
Vlastnost	Váha	Hodnocení					
		S pneumatickým pohonem	S pneu. pohonem bez pomocného mechanismu	S pružinou	S pružnými čelistmi	Podtlakové chapadlo	Současné řešení
Cena	0,3	2	1	4	5	3	0
Spolehlivost	1	5	3	4	3	3	5
Jednoduchost konstrukce	0,3	2	1	4	5	4	2
Počet dílců	0,2	2	1	5	5	4	2
Hmotnost	0,2	2	2	4	5	4	1
Celkový výsledek		0,70	0,42	0,82	0,80	0,67	0,62

Tabulka 3 Multikriteriální analýza pro hodnocení realizace uchopení

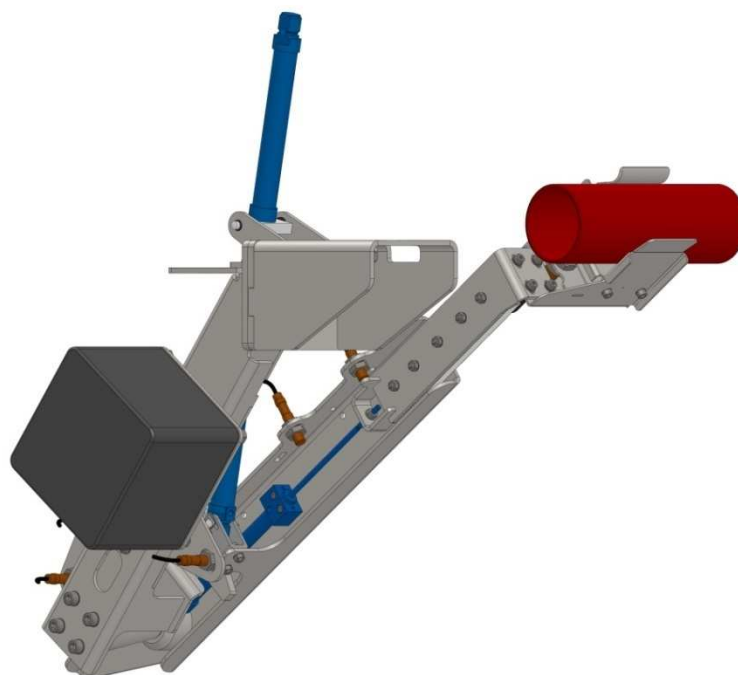
- 0...nevyhovující
- 1...velmi slabé
- 2...vyhovující
- 3...dobré
- 4...velmi dobré
- 5...výborné

8 Polohovací mechanismus s kinematikou R+T

8.1 Celkový pohled



Obr. 52 Zvedáč dutinky – isometrický pohled zepředu

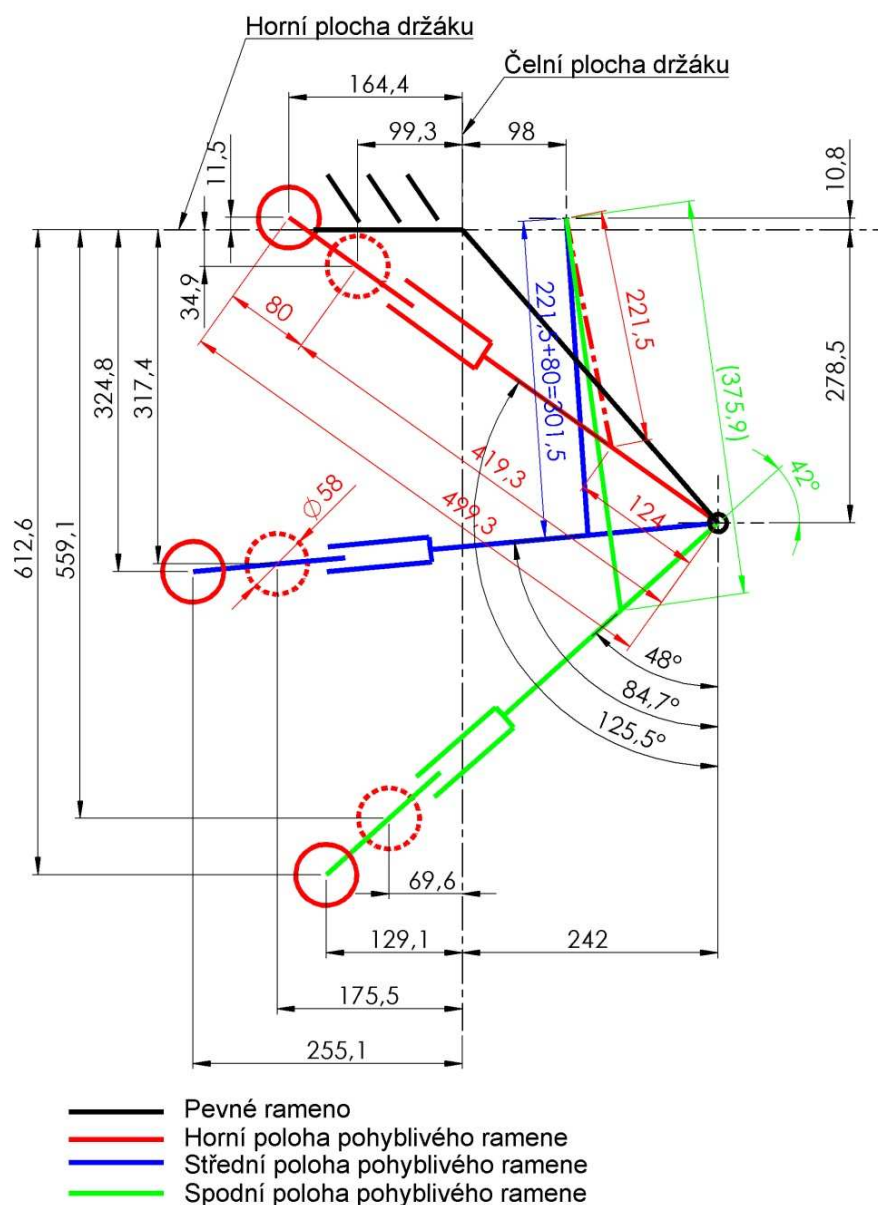


Obr. 53 Zvedáč dutinky – isometrický pohled zezadu

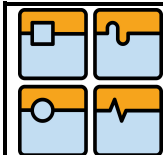
8.2 Rozbor kinematiky

Jak napovídá název této varianty, jedná se o řešení s rotační a translační vazbou. Vstupním parametrem kinematického rozboru byli pracovní body, které se shodují se současným řešením. Souřadný systém je zvolen na držáku manipulátoru.

Kinematické schéma je velice podobné se současným řešením. Rotační vazba zůstala ve stejném místě jako u původního řešení. Uložení lineárních pohonů vyvolujících kývaný pohyb je ve stejné vzdálenosti jako u původního řešení. Proto i zdvih těchto pohonů musí být totožný. Z konstrukčních důvodů došlo ke změně minimálního rozměru pohonu, tudíž se musel změnit bod pevného uložení. Také zdvih translačního pohybu musí být stejný, abychom se při pohybu manipulátoru vyhnuli konstrukci rámu stroje.

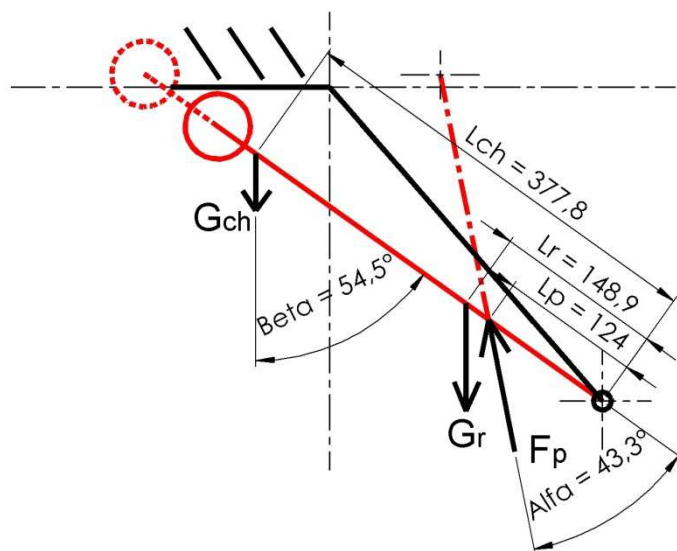


Obr. 54 Kinematické schéma polohovacího mechanismu



Aby bylo možné navrhnout pohony, je nutné určit silové působení v místech pohonů. Pohyblivé rameno bylo nahrazeno jednoduchým nosníkem. Silové účinky a rozměry uvedené v následujícím řešení odpovídají novému optimalizovanému řešení.

Jako první je řešena síla v pohonech vykonávající rotační (kyvný) pohyb. Z předcházejících výpočtů autora vyšla jako poloha s maximálním silovým účinkem pozice v transportní poloze. Při výpočtu je uvažována konfigurace se zasunutým translačním ramenem. Protože v tomto stavu dochází k pohybu a na tento stav je nutné navrhovat pohon. Při vysunutí chapadla dojde k nárůstu síly. Ovšem díky nízké hmotnosti a malému zdvihu není tento nárůst markantní. Navíc v této pozici není pohon zatěžován silou od zrychlení a účinků třecích sil. Po předběžných výpočtech autora bylo zjištěno, že při tomto stavu nedojde k překročení jmenovité síly pohonu, proto zde není tento výpočet uveden.



Obr. 55 Silové působení v horní poloze ramene

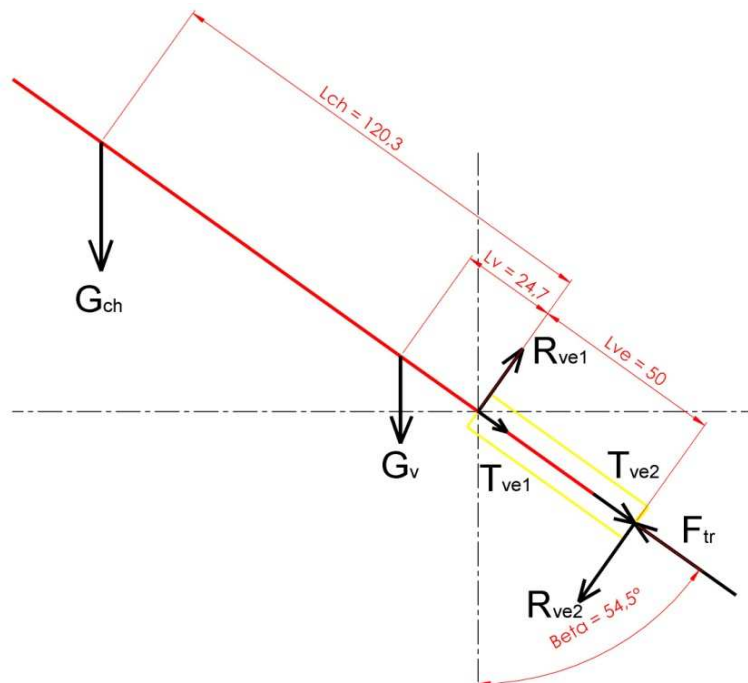
Síla v ose pohonu v horní poloze:

$$F_p = \frac{L_r \cdot G_r \cdot \sin \beta + L_{ch} \cdot G_{ch} \cdot \sin \beta}{L_p \cdot \sin \alpha} = \frac{148,9 \cdot 17,9 \cdot \sin 54,5^\circ + 377,8 \cdot 4,9 \cdot \sin 54,5^\circ}{124 \cdot \sin 43,3^\circ} = 43,3 \text{ N}$$

Kde, F_p [N] je síla v ose pohonu, L_r [mm] rameno síly G_r , G_r [N] tíhová síla pohyblivého ramene, β [°] úhel sklonu síly G_r a G_{ch} , L_{ch} [mm] rameno síly G_{ch} , G_{ch} [N] tíhová síla chapadla, L_p [mm] rameno síly F_p , α [°] úhel sklonu síly F_p .

Dále je nutné řešit sílu nutnou k vysunutí chapadla. Ve spodní pozici působí ve směru vysouvání také složka gravitační síly, proto je zde síla nejmenší. Ve střední pozici (téměř vodorovně) působí proti pohybu třecí síly ve vedení způsobené klopným momentem od hmotnosti přesouvané části. Autorem bylo předběžnými výpočty zjištěno, že ani tento stav není maximální. Největší síla k vyvození translačního pohybu je v transportní pozici, kdy je chapadlo zvedané pod úhlem. Přičemž nejnejpříznivější stav je při vysunutém chapadle.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.55
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	



Obr. 56 Silové působení při vysunutí chapadla

Reakční síla ve vedení zachycující klopný moment:

$$R_{ve2} = \frac{L_{ch} \cdot G_{ch} \cdot \sin \beta + L_v \cdot G_v \cdot \sin \beta}{L_{ve}} = \frac{120,3 \cdot 4,9 \cdot \sin 54,5^\circ + 24,7 \cdot 2,5 \cdot \sin 54,5^\circ}{50} = 10,6 \text{ N}$$

Kde, R_{ve2} [N] je reakční síla ve vedení zachycující klopný moment, L_{ch} [mm] rameno síly G_{ch} , G_{ch} [N] tíhová síla chapadla, β [°] úhel sklonu síly G_v a G_{ch} , L_v [mm] rameno síly G_v , G_v [N] tíhová síla pohyblivých částí vedení, L_{ve} [mm] délka vozíku vedení.

Reakční síla ve vedení v místě teoretického bodu otáčení:

$$R_{ve1} = R_{ve2} + G_{ch} \cdot \sin \beta + G_v \cdot \sin \beta = 10,6 + 4,9 \cdot \sin 54,5^\circ + 2,5 \cdot \sin 54,5^\circ = 16,6 \text{ N}$$

Kde, R_{ve1} [N] je reakční síla ve vedení v místě teoretického bodu otáčení, R_{ve2} [N] je reakční síla ve vedení zachycující klopný moment, G_{ch} [N] tíhová síla chapadla, β [°] úhel sklonu síly G_v a G_{ch} , G_v [N] tíhová síla pohyblivých částí vedení,

Třecí síla vyvozená reakční silou R_{ve2} :

$$T_{ve2} = R_{ve2} \cdot f = 10,6 \cdot 0,19 = 2 \text{ N}$$

Kde, T_{ve2} [N] třecí síla vyvozená reakční silou R_{ve2} , R_{ve2} [N] je reakční síla ve vedení zachycující klopný moment, f [] součinitel tření mezi vozíkem a kolejnici.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.56
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

Třecí síla vyvozená reakční silou R_{ve2} :

$$T_{ve1} = R_{ve1} \cdot f = 16,6 \cdot 0,19 = 3,2N$$

Kde, T_{ve1} [N] třecí síla vyvozená reakční silou R_{ve1} , R_{ve1} [N] je reakční síla ve vedení zachycující klopný moment, f [] součinitel tření mezi vozíkem a kolejnici.

Translační síla v ose pohybu:

$$F_{tr} = G_{ch} \cdot \cos \beta + G_v \cdot \cos \beta + T_{ve1} + T_{ve2} = 4,9 \cdot \cos 54,5^\circ + 2,5 \cdot \cos 54,5^\circ + 2 + 3,2 = 9,5N$$

Kde, F_{tr} [N] je translační síla v ose pohybu, G_{ch} [N] tíhová síla chapadla, β [°] úhel sklonu síly G_v a G_{ch} , G_v [N] tíhová síla pohyblivých částí vedení, T_{ve1} [N] třecí síla vyvozená reakční silou R_{ve1} , T_{ve2} [N] třecí síla vyvozená reakční silou R_{ve2}

8.3 Návrh pneumatických motorů

8.3.1 Kyvný pohyb

Protože během kyvného pohybu musíme dosáhnout tří poloh je nutné pohyb chapadla realizovat pomocí dvojice pohonů, jelikož pohyb pneumatických pohonů nelze nijak přesně kontrolovat. Pohon je realizován jako nepřímý, rotační pohyb vyvozujeme dvojicí totožných lineárních pohonů.

Síla nutná k vysunutí/zasunutí pístu se skládá ze tří složek. První je zatěžovací síla, ta je určena kinematickým rozbohem. Dále jsou zde účinky třecí síly v pohyblivých částech motoru. Jejich velikost určil autor jako 30 % síly zatěžovací. Poslední složkou je dynamická síla potřebná k rozběhu hmotností. Protože je velice těžké určit nějaké rychlosti a zrychlení mechanismu, autor volí tuto hodnotu jako procentní podíl od zatěžovací síly. Hodnota podílu je stanovena na 30 % síly zatěžovací.

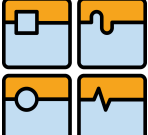
V tomto případě, kdy kontrolujeme sílu v koncové části pohybu, bychom neměli dynamickou složku uvažovat. Avšak autor se rozhodl ji do výpočtu přece jen zahrnout, protože působí při rozběhu, kdy je zatěžovací síla podobná se silou v koncové poloze motoru.

Síla nutná pro zasunutí motoru v horní poloze pohyblivého ramene:

$$F_v = F_p + F_T + F_{DYN} = F_p + 0,3 \cdot F_p + 0,3 \cdot F_p = 43,3 + 0,3 \cdot 43,3 + 0,3 \cdot 43,3 = 69,3N$$

Kde, F_v [N] je síla nutná pro zasunutí motoru, F_p [N] síla v ose pohonu v horní poloze, F_T [N] třecí síla pohyblivých částí pneumotoru, F_{DYN} [N] dynamická síla nutná pro rozběh.

Není zde uveden výpočet pracovní plochy pístu, či průměru pístu, protože přímo z katalogu od výrobce lze odečíst jmenovité síly pohonů. Tyto síly jsou stanoveny pro tlak vzduchu 6 bar. Na stroji je tlakový rozvod 5 bar. Takže odečtené hodnoty vynásobíme poměrem 5/6 (0,833%).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.57
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Z katalogu firmy Festo, byla vybrána nejbližší vyšší hodnota jmenovité síly pohonu pro zpětný pohyb. Je to hodnota 104 N, kterou dosahuje motor s jmenovitým průměrem pístu 16 mm, při tlaku 6 bar. Síla při provozním tlaku je potom 87 N. Což je více než potřebná síla, takže máme ještě jistou rezervu. Tato síla se spotřebuje na dynamickou složku, takže bude mít pohon vyšší rychlost. Dle nutného zdvihu byl vybrán motor s označením: DSNU-16-80-PPV. Jedná se o základní typ pneumatického lineárního motoru s průměrem pístu 16 mm a zdvihem 80 mm a tlumením nájezdů do koncových poloh. [16]

8.3.2 Translační pohyb

Translační pohyb je poháněn přímo, pneumatickým lineárním pohonem. Postup návrhového výpočtu i hodnoty jednotlivých koeficientů odpovídá předcházejícímu výpočtu.

Síla nutná pro vysunutí motoru v horní poloze pohyblivého ramene:

$$F_{vtr} = F_{tr} + F_T + F_{DYN} = F_{tr} + 0,3 \cdot F_{tr} + 0,3 \cdot F_{tr} = 9,5 + 0,3 \cdot 9,5 + 0,3 \cdot 9,5 = 15,2N$$

Kde, F_{vtr} [N] je síla nutná pro vysunutí motoru, F_{tr} [N] je translační síla v ose pohybu, F_T [N] třecí síla pohyblivých částí pneumotoru, F_{DYN} [N] dynamická síla nutná prorozběh.

Byl vybrán motor s průměr pístu 10 mm a jmenovitou hodnotou síly při pohybu vpřed 47 N. Což odpovídá síle 39 N při provozním tlaku 5 bar. Bylo by také možné použití pohonu s průměrem pístu 8 mm. Ovšem během provozu bude docházet ke zvyšování třecí síly ve vedení. Proto autor volí raději pohon o řadu vyšší, aby byl zaručen provoz i při větším opotřebení kluzného vedení. Zdvih motoru je 80 mm. Označení vybraného pohonu je DSNU-10-80-PPV-MH-15K2. Jedná se o pneumatický lineární motor s přírubovým uchycením, s průměrem pístu 10 mm, zdvihem 80 mm, tlumením nájezdů do koncových poloh a s prodlouženým závitem na pístnici o 15 mm. [16]

8.4 Realizace translační vazby

V současném řešení je translační vazba realizována lineárním kluzným vedením od firmy Festo. Jedná se o příslušenství k pneumatickým lineárním pohonům. Výhodou je, že se jedná o nakupovanou součást, takže ji není nutné navrhovat. Nevýhodou je její vysoká cena.

Jako levnější řešení bylo navrženo použití nízkého lineárního kluzného vedení od firmy Igus. Jedná se o vozík s označením NW-02-40, a kolejnici NS-01-40, 150mm C5=C6. Jedná se kluzný vozík s plastovými třecími plochami a hliníkovou kolejnici. Koeficient tření mezi vozíkem a kolejnici je 0,19. Jmenovitý rozměr vozíku byl vybrán 40 mm. Dle silových účinků na vedení by vyhovoval i vozík s jmenovitým rozměrem 20 mm. Protože bude zařízení provozováno ve velmi prašném prostředí, bude docházet k vysokému opotřebení. Proto autor raději zvolil vyšší řadu, aby byl zaručen provoz i při několika letech provozu. [17]

Jako pevná součást je netypicky zvolen vozík. Vozík je připevněn přímo na plochu pohyblivého ramene pomocí kotvicích šroubů. Kolejnice je pohyblivá. Při zvolení

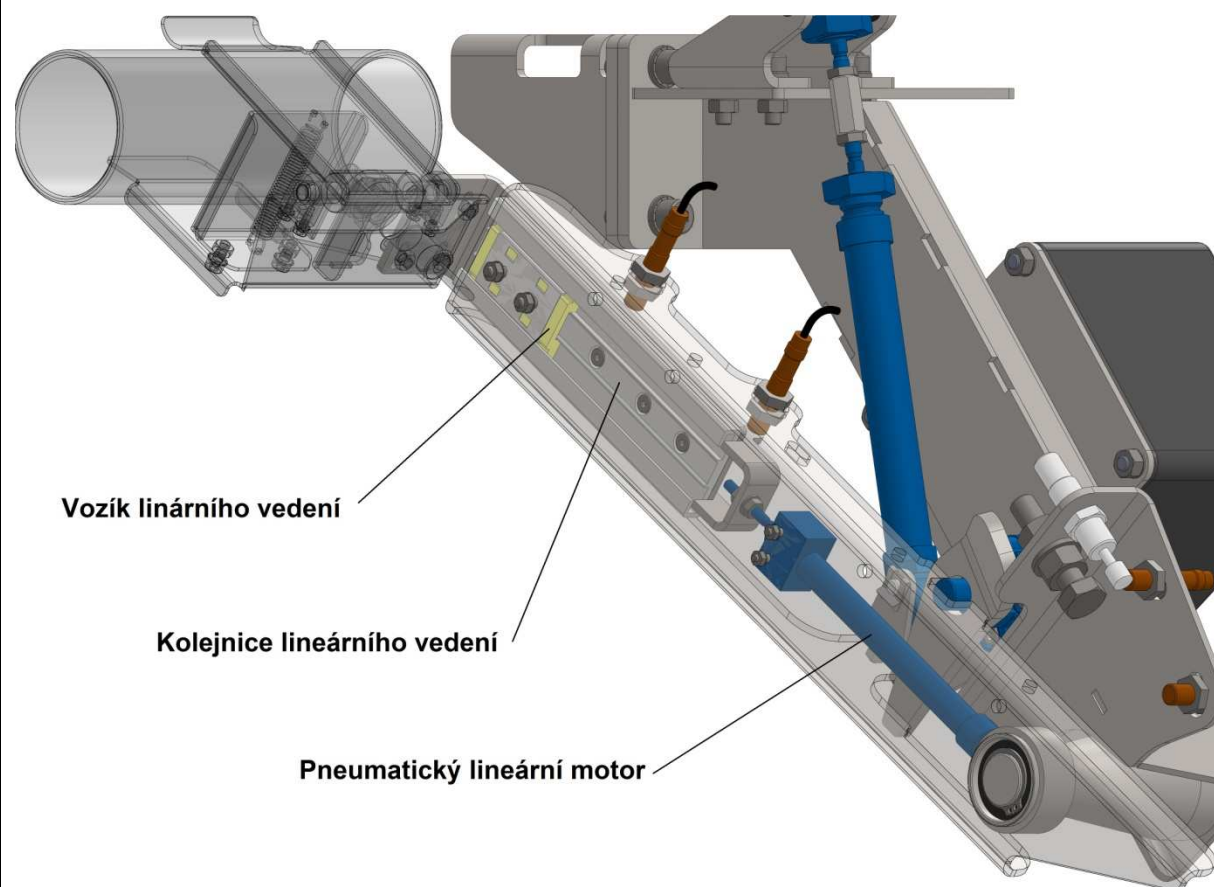
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.58
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

standardního uspořádání, s pevnou kolejnicí by nebylo možné nainstalovat ovládací pneumatický motor přímo na plochu pohyblivého ramene, což by vyvodilo nutnost tvorby dalšího dílu.

Nejmenší délka dodávané kolejnice je 150 mm. Pracovní rozsah je 130 mm. Konceptce je navržena pro seřizování ± 5 mm. Tudíž je na kolejnici nevyužitých 10 mm. Odstranění této části by přinášelo zvýšení nákladů, proto je zde tato část zachována. Kolejnice obsahuje z výroby dva kotvící otvory. K těmto otvorům jsou zhotoveny tři další, aby došlo ke zvýšení tuhosti plechu, který se na kolejnici šroubuje.

Spojení pohyblivé části s pohonem je konstruované jako seřiditelné. Pístnice pneumatického motoru je pomocí kontramatic spojena s pohyblivou částí. Je zde použit motor s prodlouženou délkou závitu o 15 mm oproti standardnímu provedení. Tak aby bylo zaručené seřízení ± 5 mm. Díky volbě tohoto konceptu je seřízení uživatelsky velice příjemné.

Pro snadnější montáž je zvolen pneumatický motor s přímým upevněním. Díky malé vzdálenosti pístnice od kotvící plochy je rozdíl mezi osou pístnice a osou vedení minimální. Díky tomu je také minimální rozdíl mezi střední rovinou vedení a osou pístnice. Tím pádem se minimalizuje rameno klopného momentu působící síly a snižuje se namáhání vedení.



Obr. 57 Realizace translační vazby

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.59
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

8.5 Realizace rotační vazby

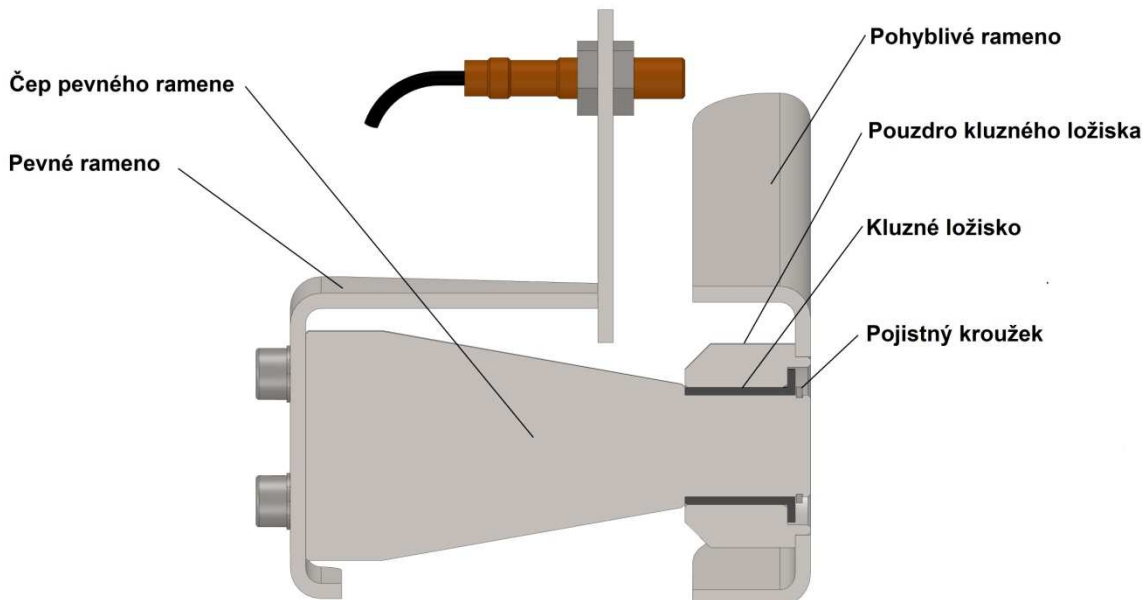
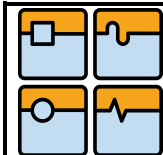
Na současném řešení je vazba realizována dvojicí kuličkových ložisek. Samotná cena kuličkových ložisek není nijak vysoká, ale obrábění dílců pro jejich uložení je. Výhodou tohoto řešení je to, že je zde použita sada dvou ložisek, které dobře zachycují klopný moment působící na osu.

V novém řešení je vazba realizována pomocí jednoho kluzného ložiska. Jedná se o výrobek firmy Igus s označením GFM-2023-21.[18] Jedná se o základní řadu určenou pro široké použití. Výhodou tohoto řešení je velice nízká cena a dobré kluzné vlastnosti. Pro jednoduchost je zvoleno pouze jedno ložisko. To je namáháno klopným momentem. Proto je zde zvolena největší vyráběná délka pouzdra 21,5 mm pro daný průměr. Průměr pouzdra byl zvolen autorem 20 mm. Z pevnostního výpočtu by jistě vyšel mnohem menší průměr. Ale protože bude mechanismus provozován v prašném prostředí, je volen větší průměr. Aby během životnosti byl zaručen plynulý chod mechanismu. Toto uložení by se mělo stále pohybovat volně, protože pohyblivé rameno se pohybuje dolů pouze pomocí gravitační síly.

Kluzné ložisko je nalisováno do pouzdra. Pouzdro je navařeno na pohyblivé rameno. Je opatřeno nákrůžkem, pro ustavení polohy při svařování. Teprve po svaření budou obráběné funkční plochy pro kluzné ložisko (otvor průměr 23 H8), aby byla dodržena souosost. Svařovaný spoj by bylo také možné nahradit spojem šroubovaným, ale autor se přiklonil pro svařování, protože je zde větší tuhost a menší rozměr (hmotnost) dílců.

Ložisko je nasazeno na tolerovanou válcovou plochu ložiska, vyrobenou v přesnosti h8. Axiální zajištění ložiska je realizováno pojistným kroužkem. Kluzné ložisko má přírubu, takže dojde k opření pojistného kroužku o tuto čelní plochu. V druhém směru se opírá čelní plocha kroužku o osazení na čepu. V místě osazení je třeba na čepu vytvořit zápch typu G, aby bylo zajištění opření. Čep je odlehčen kuželovou plochou, tak aby byla zaručena co největší tuhost při ohybu, při co nejmenší hmotnosti. Čep je připevněn na pevné rameno pomocí šroubů. Svarový spoj byl vyloučen z důvodů vysoké pravděpodobnosti nedodržení kolmosti vlivem zkroucení při svařování.

Kyvňý pohyb vyvozuje dvojice válců DNSU-16-80-PPV. Horní válec je upevněn do držáků pomocí výkyvného upevnění WBN-12/16, které je nabízeno jako příslušenství k tomuto pneumotoru. Ke spojení pohonů je použita dlouhá matice, do které se našroubují obě pístnice. Mezi čely pístnice je navržena mezera asi 10 mm, aby bylo možné provést seřízení (seřízení zřejmě nebude jen několik milimetrů). Seřizovací matice je zajištěna kontramaticemi. Spodní pneumatický pohon je umístěn v ložiskovém tělese LBN-12/16. Pro připevnění jsou použity šrouby s nižší hlavou, aby byl umožněn průchod při kývání.



Obr. 58 Řez uložením rotační vazby

8.6 Dílce nosné konstrukce

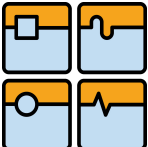
Vzhledem k sériovosti jsou dílce navrženy jako plechové dílce, vypálené a ohýbané. Firma, ve které je realizována výroba tohoto manipulátoru vlastní laserové vypalovací stroje a ohraňovací lisy. Hrany plechů jsou většinou zaobleny, kvůli technologii vypalování. Pro vypalování je lepší, spojitá dráha řezu. V ostrých rozích je nutné proces pálení zastavit, aby nedošlo k popálení vlivem dlouhého setrvání v bodě rohu.

Materiál všech částí konstrukce je uvažován jako svařitelná běžná konstrukční ocel.

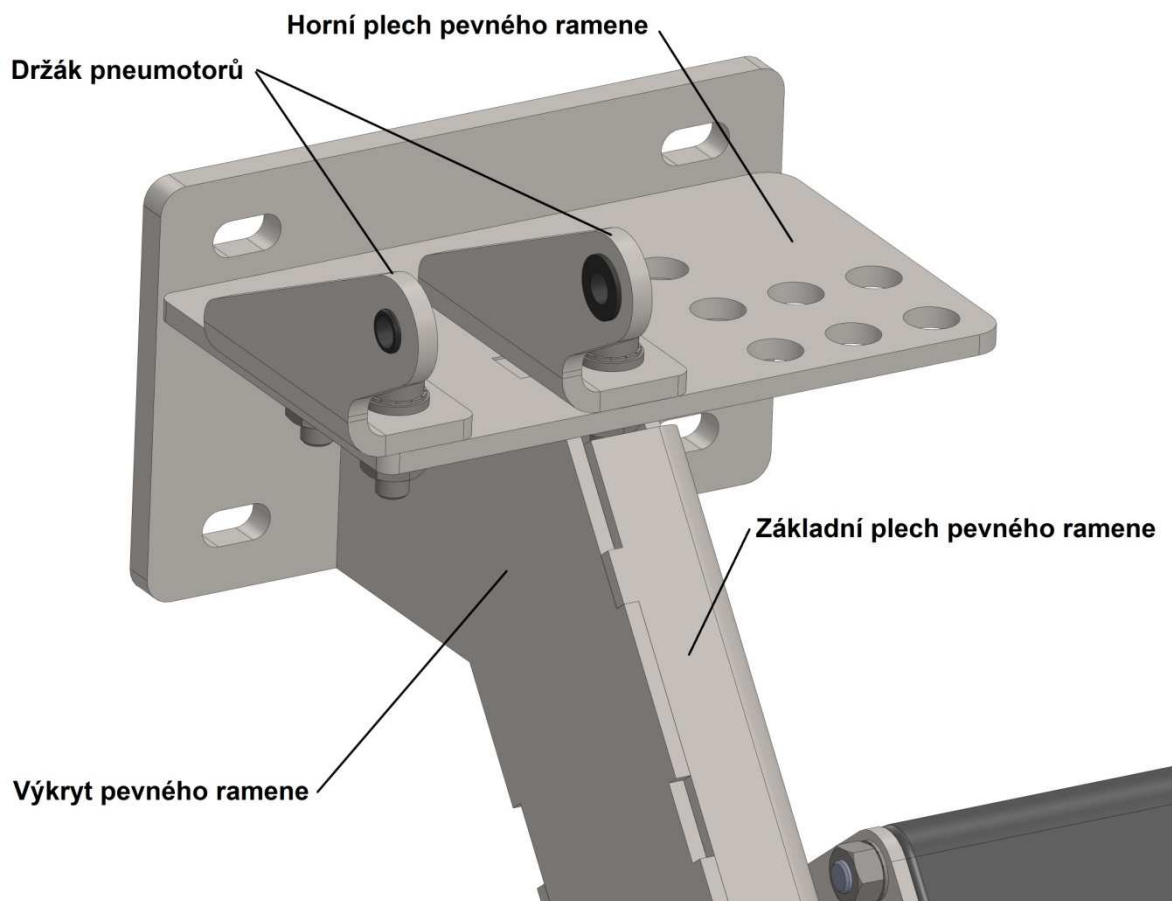
Tuhost dílců je zvýšena ohyby. Díky tomu lze součásti vyrábět z poměrně tenkého plechu. Na současnou konstrukci jsou použity pro hlavní nosné prvky plechy o tloušťce 4 mm. Na novém řešení je použit plech o tloušťce 3 mm, a rozměr hlavních ohybů (na pevném a pohyblivém rameni) je redukován ze 70 mm na 60 mm. Tyto změny je možné provést, protože se výrazně snížili silové účinky na manipulátor. Klesla hmotnost chapadla a vyloučilo se použití velice hmotného lineárního vedení od firmy Festo od čehož se odvíjí celá konstrukce.

Bylo by jistě možné vyrobit konstrukci z ještě slabšího plechu, či vytvořit v konstrukci odlehčovací otvory. Tím by se ale snížila tuhost celé soustavy. Kdyby byla soustava navržena pevnostním výpočtem, či s omezením na maximální deformaci. Vyšla by jistě konstrukce minimálně poloviční. Zde je ale soustava navrhována tak, aby při manipulaci se sestavou, nebo při nějakém chybovém stavu, byla minimalizována pravděpodobnost deformace sestavy. Součásti jsou tedy navrhovány „konstrukterským citem“ autora.

Koncepce pevného ramene byla zachována, ale bylo navrženo zesílení pomocí svaření základního plechu pevného ramene a krycího plechu. Základní držák je podobný se současným, změnila se jen pozice připevňovacích otvorů. Otvory jsou oválné, takže umožňují posunutí manipulátoru ve směru osy dutinky. Osa pevného ramene byla posunuta doprava (směrem k chapadlu), kvůli snížení reakčních mo-

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.61
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

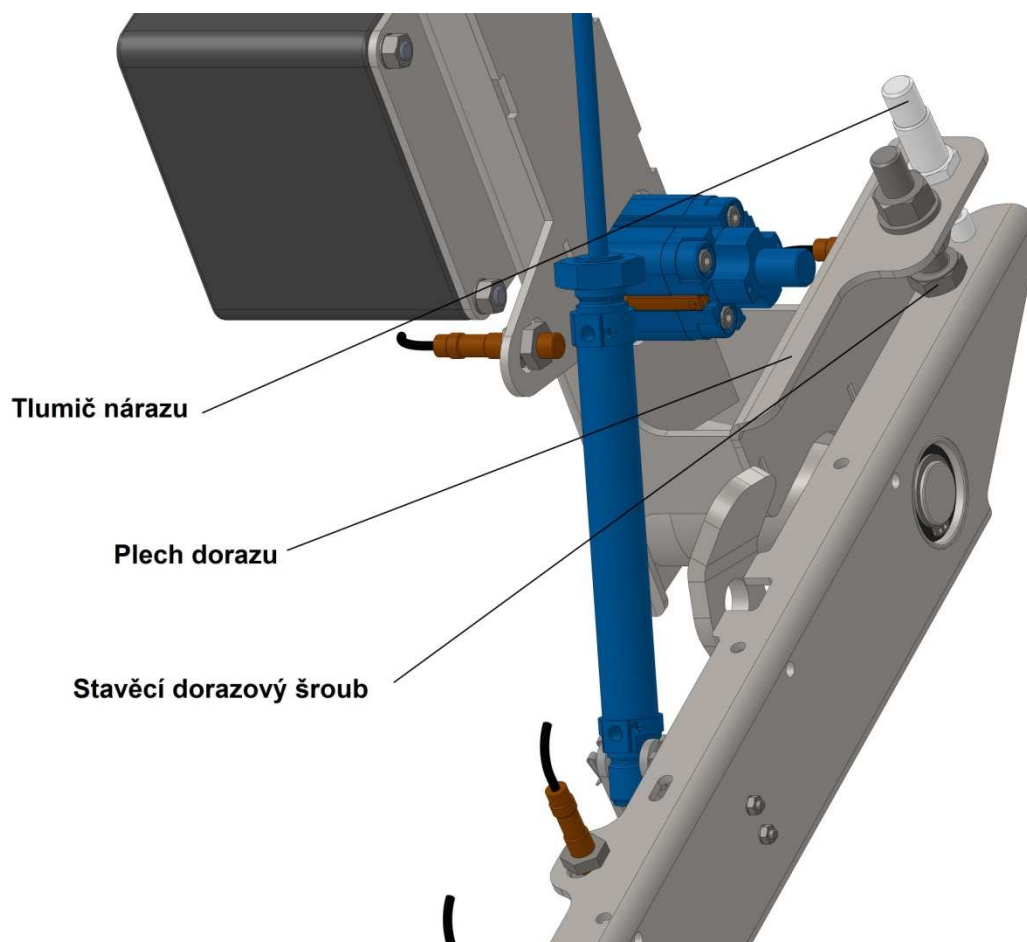
mentů. Omezujícím faktorem tohoto posunutí je plech pojízdného samočinného zařízení, který je napravo od horního válce. Jinak by byla vzdálenost ramen redukována ještě více. Protože došlo ke zmenšení délky pohonu, musí být plocha pro držák pneumotoru posunuta níže. K uchycení pneumatického motoru v horní části je dvakrát použit tentýž držák, což je mnohem jednodušší, než současné řešení, na kterém pravý držák tvoří krycí plech pevného ramene. Funkce upevnění spojek pneumatických hadic je realizována na horní desce pevného ramene, tudíž byl uspořen jeden dílec. Počet otvorů je snížen na minimální potřebné množství. Protože je osa připojení držáků pneumotorů mezi plechy pevného ramene, jsou na horní desku pevného ramene navařeny matice pro upevnění držáku pneumotorů. V držáku je také malá oválná drážka, takže lze pozici pneumotoru v ose dutinky mírně posunout.



Obr. 59 Detail horní části pevného ramene

Doraz pohyblivého ramene ve spodní poloze je navržen podobně jako na současném řešení. Spodní pozici ramene je možné seřídit dorazovým šroubem. Aby se předešlo rázům, je zde také umístěn tlumič nárazu. Je dále od středu, aby bylo sníženo jeho namáhání. Jedná se o nejmenší tlumič dané řady, YSR-8-8 od firmy Festo.

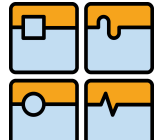
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.62
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

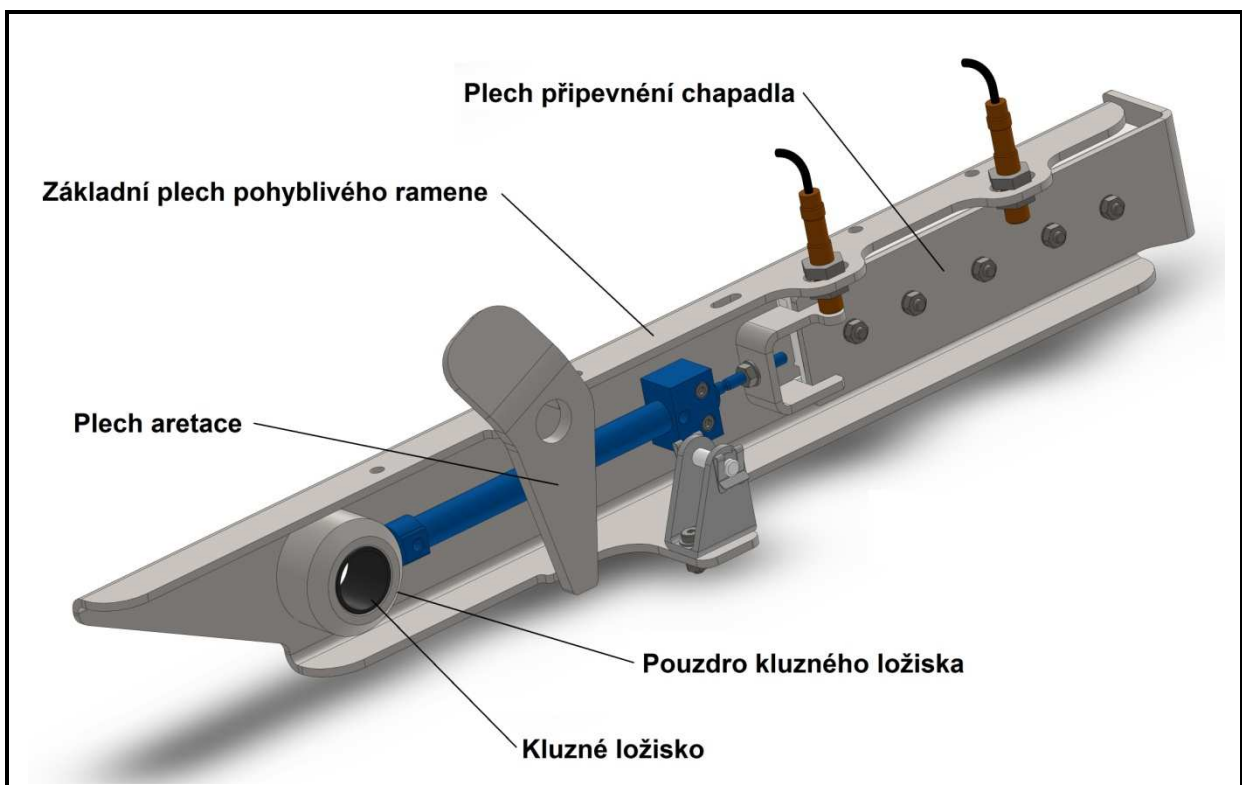


Obr. 60 Detail řešení dorazu pohyblivého ramene

Pohyblivé rameno je navrženo z jednoho profilu, čímž se liší od současné konstrukce, které používá dvojici plechů. Ty jsou spojeny šroubovým spojem s drážkou, aby bylo možné nastavení délky ramene. Protože u nového řešení je seřizování řešeno jinak, není zde nutné používat dva dílce. Na plech pohyblivého ramene je navařeno pouzdro kluzného ložiska. Po navaření musí následovat obrábění otvoru pro ložisko, aby byla zaručena kolmost otvoru. K pohyblivému rameni je navařen plech s otvorem pro aretační kolík. Ten je přivařen k oběma lemům, aby se lépe přenášela aretační síla. Dále jsou na rameni vytvořeny otvory pro upevnění snímačů translačního pohybu. Mají oválný tvar, aby bylo možné pozici čidel seřadit. Na plechu jsou také otvory, kterými budou procházet stahovací pásy pro uchycení kabelů snímačů a pneumatických hadic.

Na kolejnici kluzného vedení je umístěn plech pro připevnění chapadla. Aby bylo možné seřadit pozici chapadla, jsou pro spojení použity oválné drážky. Kolmé k ose dutinky (pozici v ose dutinky není nutné nastavovat). Aby se zvýšila tuhost tohoto plechu, je přišroubován na více místech ke kolejnici. Pro upevnění pohonu je na něm navařena objímka s otvorem pro pístnici. Na této objímce je i plocha určená ke spínání čidel.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.63
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	



Obr. 61 Pohyblivé rameno

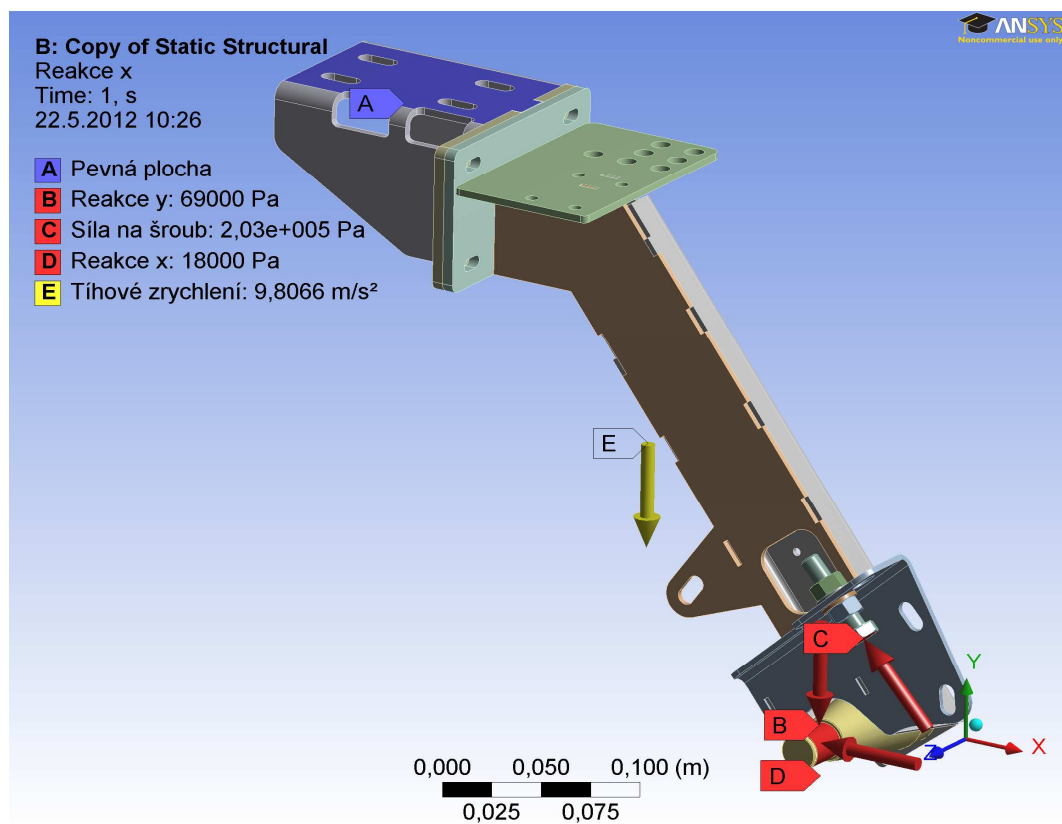
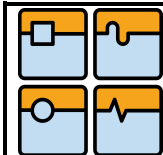
8.7 Kontrola pevného ramene metodou konečných prvků

Aby bylo splněno zadání této práce, je zde uvedena analýza metodou konečných prvků. Většinou se tato analýza používá k návrhu konstrukce, tak aby nebyly překročeny mezní podmínky (velikost deformace, maximální napětí). Dle názoru autora by v tomto případě nebyla nutná žádná kontrola metodou konečných prvků. Zařízení není nijak výrazně namáháno, proto by při jeho správném návrhu nemělo docházet k namáhání blížícímu se meznímu stavu. Omezující jsou pro funkci pouze deformace, ale protože na manipulátor působí poměrně malé síly je velice pravděpodobné, že hodnota deformací bude menší, než jsou výrobní tolerance. Potom nemá smysl se s touto deformací zabývat.

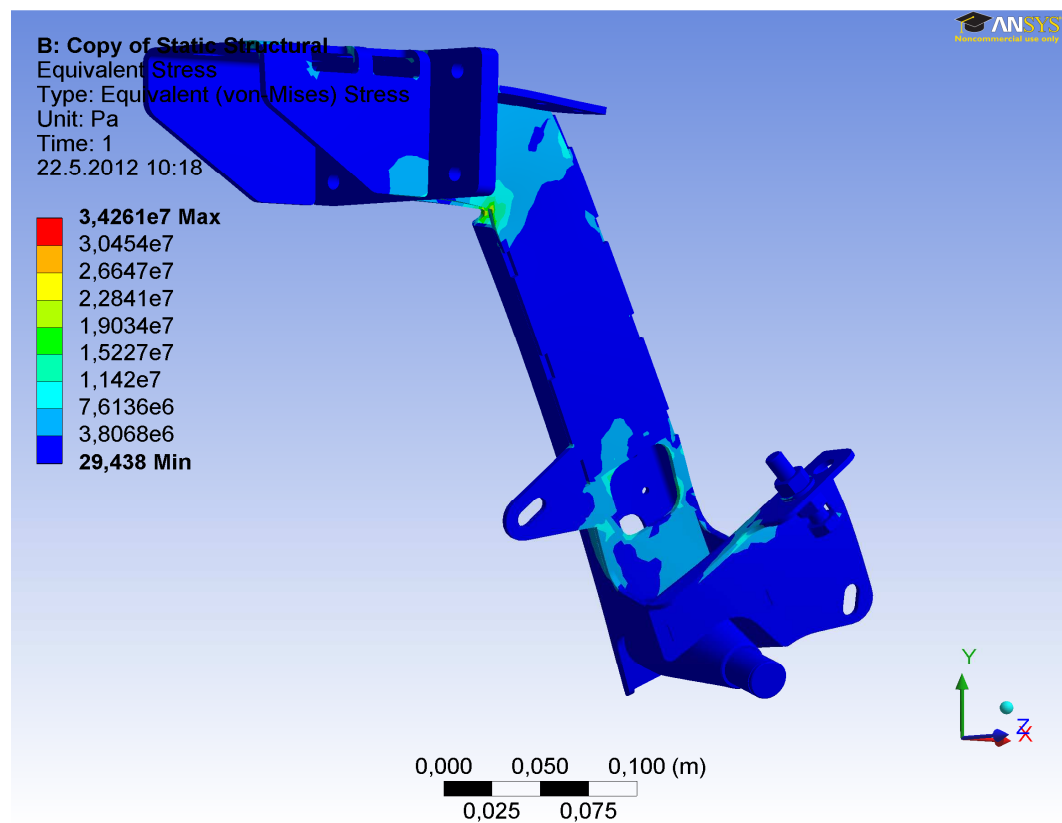
Pro analýzu metodou konečných prvků bylo vybráno pevné rameno společně s držákem. Součást byla prostřednictvím univerzálního formátu STEP vložena do výpočtového programu Ansys 13 – Workbench.

Model určený pro výpočty metodou konečných prvků by měl být co nejjednodušší, přičemž geometrie v kritických oblastech musí být zachována co nejpřesněji. Z modelu byly odstraněny části, které nemají na výsledek podstatný vliv, např.: spojovací materiál, uchycení pneomotoru, plech pro krabici elektroinstalace atd. Kontakt součástí byl automaticky nastaven jako Bonded, což znamená, že se celá sestava chová jako jediná součást.

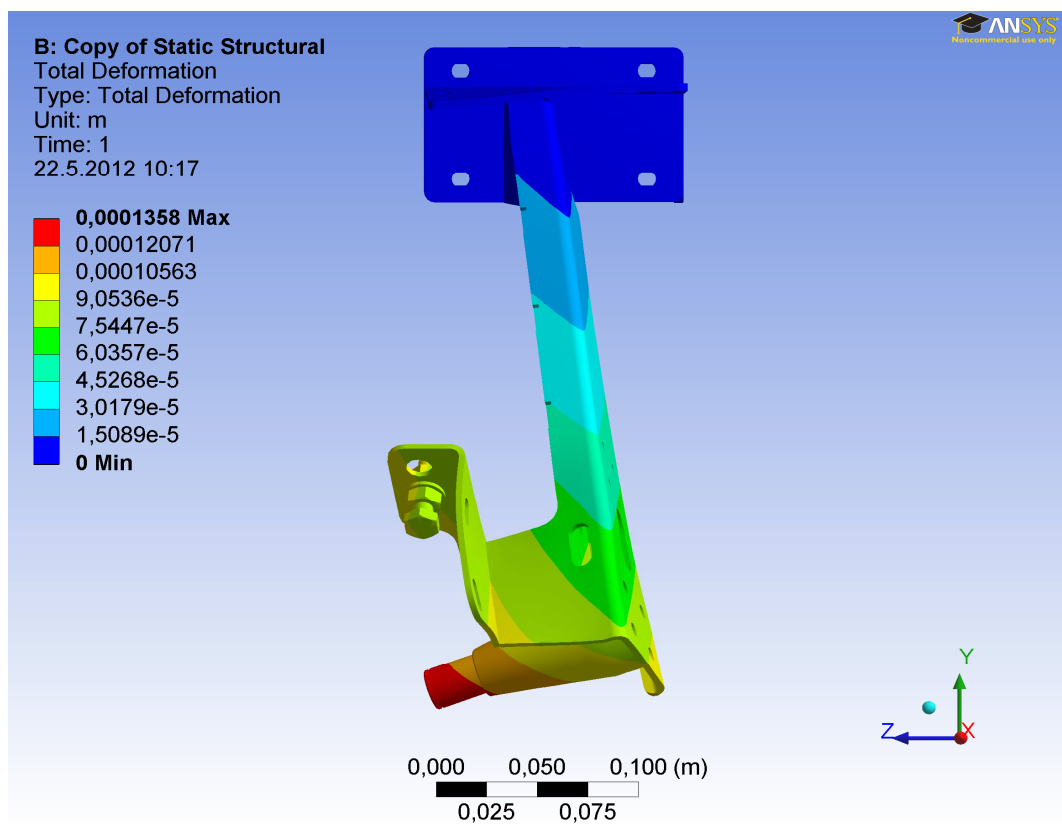
Materiál byl nastaven jako konstrukční ocel. Nejdůležitější materiálové konstanty jsou youngův modul pružnosti, a poissonova konstanta (modul přetvoření). Pro ocel je obecná hodnota youngova modulu pružnosti 210 000 MPa a poissonova konstanta 0,3. Pevnost materiálu není pro vlastní výpočet nijak důležitá, ta slouží pouze pro zhodnocení výsledků, zda součást vyhovuje s danou bezpečností.



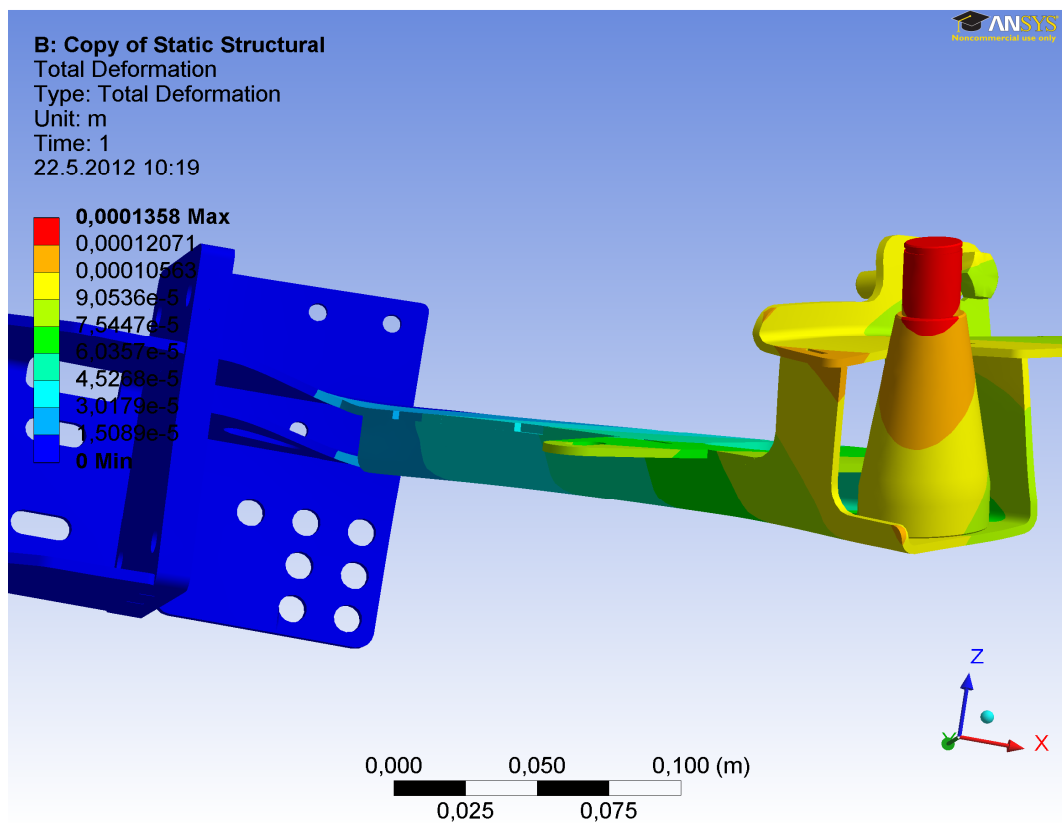
Obr. 62 Okrajové podmínky výpočtového modelu



Obr. 63 Vykreslení redukovaného napětí



Obr. 64 Vykreslení deformace pevného ramene



Obr. 65 Detail kritického místa deformace

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.66
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

Protože se jedná o ocel, tedy izotropní materiál, můžeme si dovolit použít trojúhelníkové prvky sítě. Předpokládáme také, že deformace nebudou nijak extrémně velké. Pokud by byli, museli bychom použít čtyřúhelníkové prvky a mapovanou síť.

K tvorbě sítě použijeme tedy tzv. free mesh. Použitím mapované sítě z čtyřúhelníkových prvků bychom dosáhli jistě přesnějších výsledků, ovšem v tomto konkrétním případě by to bylo příliš pracné, vzhledem k nevýraznému zpřesnění výsledků.

Pro lepší výsledek jsme nastavili minimální délku elementu na hodnotu 10 mm, čímž jsme získali podstatně jemnější síť v místech, kde předpokládáme maximální namáhání. Než jak tomu bylo u automatické volby délky elementu.

Dále byly nastaveny okrajové podmínky. Horní plocha držáku byla nastavena jako pevná, tudíž veškeré posuvy a natočení jsou nulové. Protože nelze výpočtový model zatěžovat osamělými silami, byly silové účinky převedeny na tlakové zatížení. Válcová plocha je namáhána hmotností pohyblivého ramene. Protože výslednice reakční síly v čepu je skloněna pod úhlem, byl účinek tlaku rozložen do dvou kolmých směrů. Síla, kterou se opírá rameno o dorazový šroub, byla převedena na tlakové zatížení na horní ploše šroubu. Jedná se o kontaktní styk, proto je směr působení v normále plochy. Celá soustava byla navíc zatížena tíhovým zrychlením, aby se lépe interpretoval skutečný stav. Podíl tohoto zatížení navyšuje maximální hodnotu deformace asi o 10 %.

Výsledek pevností analýzy je uveden na obrázku. Je zde vykresleno redukované napětí. Nalevo můžeme odečíst maximální hodnotu napětí, ta je 34 MPa. Maximální hodnoty je dosaženo ve zlomu na pevném rameni.

Další oblastí, kde je poměrně vysoké namáhání je oblast okolí otvoru pro zářezový pneumatický motor. K nárůstu dochází vlivem zmenšení nosného profilu tímto odlehčovacím otvorem.

Na obrázku můžeme vidět deformaci ramene manipulátoru po zatížení. Aby byla deformace patrná, je zvoleno zvětšující měřítko deformace. Jak můžeme odečíst ze stupnice vlevo, maximální hodnota deformace je 0,13 mm. Velikost této deformace je nepatrná a na funkčnost nebude mít vliv. Navíc je v konstrukce navržena tak, aby bylo možné pracovní pozici dutinky seřadit.

Z analýzy vyplývá, že nejslabším místem konstrukce je zlom v horní části pevného ramene, kde končí přehnutí lemu. Na obrázku je dobře vidět, že velikost deformace je v tomto místě mnohonásobně větší, než je deformace zbytku ramene. Jedná se v podstatě o místo vetknutí, kde je maximální ohybový moment. Ovšem profil nosníku je v tomto místě oslaben, protože zde končí spodní lem. Plech pevného ramene a plech výkrytu pohyblivého ramene nejsou za místem zlomu spojeny, čímž výrazně klesá tuhost a dochází k větším deformacím.

Pokud bychom chtěli dané kritické místo odstranit, museli bychom k nosníku navařit výztužné žebro (rovnoběžné s hranou spodního lemu), které by končilo až u horní desky pevného ramene, či k horní desce navařit nějaký výstužný trojúhelník. Nebo provést připojení pevného ramene úplně jinak. Celkové deformace v pracovní pozici však nejsou tak velké, aby je bylo nutné redukovat, proto autor tento detail nepřepočítával.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.67
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

8.7 Aretace

Zajištění manipulátoru v transportní poloze je na současné konstrukci řešeno velice složitě. Díky tomu bylo třeba vytvořit koncepci zcela novou.

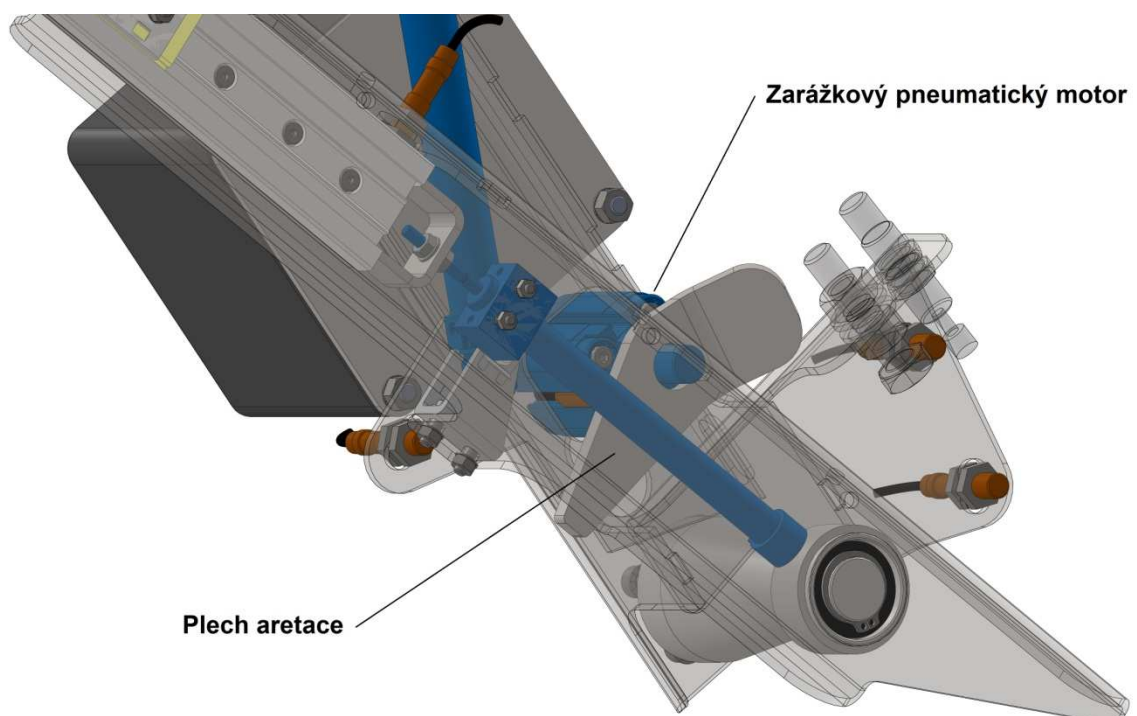
K zajištění aretace je použit záračkový pneumatický lineární pohon. Výhodou tohoto pohonu je to, že jeho pístnici lze zatěžovat i radiálně. Jedná se o pohon značky Festo s označením STA-20-15-P-A. Průměr pístu je 20 mm, zdvih 15 mm, s pružnými dorazy, s možností snímání polohy pístu. Jeho pístnici lze axiálně namáhat silou 260 N. Jedná se o jednočinný pneumatický motor, takže vysunutí pístnice zajišťuje zpětná pružina. Síla zpětné pružiny je 13 - 18 N.[9]

Síla, kterou je pístnice radiálně namáhána byla vypočítána autorem a vyšla menší než je 260 N, tudíž je možné tento pneumatický motor použít.

Otvor v pohyblivém rameni je větší, aby nedošlo ke vzpříčení. Pozice dotyku otvoru a pístnice o něco níže než v horní poloze. Ovšem díky tomu je transportní poloha pohyblivého ramene o několik milimetrů níže (dutinka níže o 3 mm). Což ale nevadí, protože je mezi rámem stroje a ramenem manipulátoru dostatečná mezera.

Otvor na pohyblivém rameni je umístěn přímo u čela pneumotoru aby docházelo k minimálnímu ohybu pístnice.

Pozice pneumotoru je volena tak aby pod ním v dutině pevného ramene bylo možné provléct vzduchové hadice od lineárního pneumotoru. Tím, že je pístnice z vnější strany přístupná (není pod lemem). Je možné ji v případě poruchy, kdy je odpojen veškerý tlakový vzduch, mechanicky zasunout a rameno uvolnit. Pro případ poruchy je také navržen plech, ve kterém je otvor pro pístnici tak, aby nakloněná rovina pístnici zasunula během zvedání. Při dosažení transportní polohy se pístnice působením pružin vysune a rameno se zajistí.



Obr. 66 Detail aretace

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.68
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

8.8 Kontrola polohy

Pro zjišťování polohy bylo nakonec vybráno přímé odměřování, jako je na současné konstrukci. Kdybychom chtěli pozici pohyblivého ramene odměřovat nepřímou pomocí senzorů na válcích, potřebovali bychom čtyři snímače k určení polohy. Při použití přímého snímání postačují tři snímače.

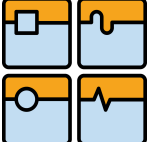
Všechny snímače jsou od firmy Sick, s označením SICK IME08-02BPSZW2K. Jedná se o indukční snímače se snímací vzdáleností od 1,5 do 4 mm. Velikost vnějšího závitu snímače je M8.

Snímače jsou umístěny co nejdále od středu otáčení, aby se co nejvíce zvýšila jejich přesnost. Snímač transportní polohy kontroluje pozici pohyblivého ramene v místě uložení pneumatického pohonu vyvozujícího kyvný pohyb. Poloha ve stření a ve spodní poloze je kontrolována snímači na plechu dorazu. Snímače translačního pohybu jsou zvoleny také jako přímé, aby byla na celém manipulátoru dodržena stejná koncepce.

Snímače jsou vždy připevněné v oválné drážce, aby bylo možné seřadit jejich spínací polohu. Na samotném tělese snímače jsou dvě matice, kterými je možné nastavit správnou mezeru mezi snímaným předmětem a senzorem. Mezera musí být maximálně do 4 mm, aby nebyl překročen spínací rozsah.

Dále je třeba kontrolovat stav aretace. Na základě autorovi analýzy chybových stavů je kontrolována pouze pozice vysunutí. Prvním chybovým stavem je stav, kdy je rameno v transportní poloze. Pokud by nedošlo k vysunutí pístnice zářezového pneomotoru, při poklesu tlaku by mohlo dojít k jeho pádu, což je nepřípustné. Byl by sice čidlem pro pozici pohyblivého ramene zjištěn chybový stav, ale při samotném pádu by mohlo dojít k poškození chapadla. Tato porucha by mohla nastat buď při špatné pozici pohyblivého ramene (pístnice by se nemohla vysunout), nebo při poškození pružiny. Přičemž první zmíněná porucha má relativně vysokou pravděpodobnost výskytu. Druhý chybový stav je kdykoli, kdy nedojde k zasunutí pístnice. Tento stav může být zapříčiněn zadřením pístnice, nebo porušením přívodu tlakového vzduchu. Pokud k tomuto stavu dojde v zajištěné poloze, nic se nestane, systém nahlásí poruchu, protože nepřichází signál od snímače dolní polohy pohyblivého ramene. Pokud by k poruše došlo v čase kdy je rameno ve spodní poloze, díky náběžné hraně na rameni dojde k pasivnímu zasunutí pístnice a následné aretaci. Po tomto stavu následuje předešlý stav, při kterém je nahlášena porucha.

Do drážky na zářezovém pneomotoru se nainstaluje snímač polohy. Jedná se o typ SME-8M-DS-24V-K-2.5-OE, který je dodáván jako příslušenství k pneomotoru. Jedná se o jazýčkové relé.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.69
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

8.9 Rozvod pneumatických hadic a kabeláže

Navrhování rozvodů na 3D modelu je velice náročné, a často je optimální dráha rozvodů určena až na hotovém výrobku (prototypu). Autor při návrhu rozvodů vychází z analogie se současným řešením, takže je velice pravděpodobné, že jsou rozvody navrženy správně.

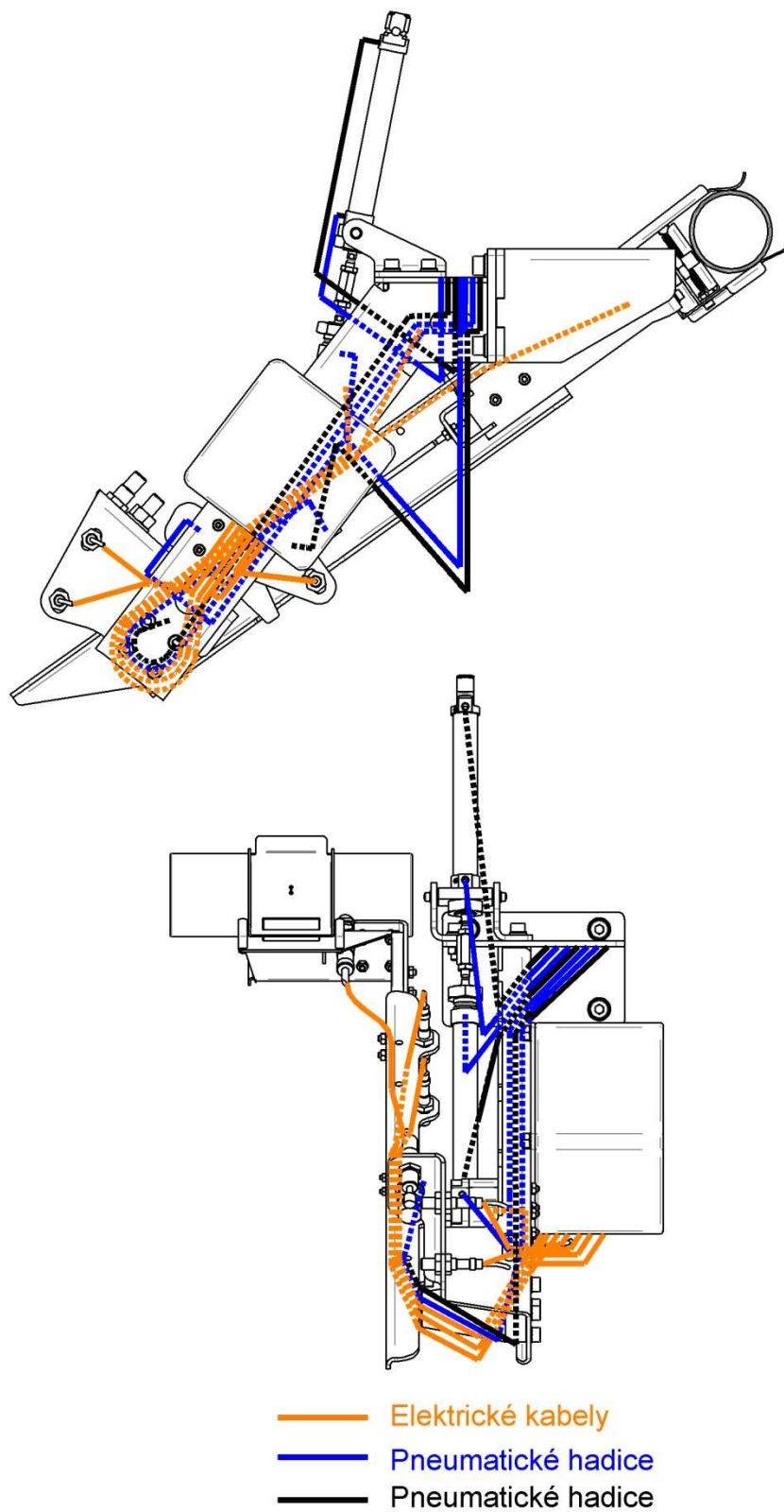
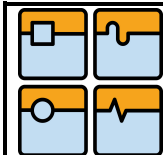
Prvním typem kabeláže je rozvod hadic pro pneumatické motory. Hadice od pneumotoru na pohyblivém rameni jsou vedeny v hraně horního lemu nosného plechu. Poté se z vnější strany stáčí po čepu uložení pohyblivého ramene. Jejich délka musí být navržena pro spodní pozici. Poté se pod čepem dostávají do dutiny v pevném rameni, kde procházejí pod zářžkovým motorem. Vycházejí oválným otvorem v horní části ramene a připojují se na spojky umístěné v otvorech horní desky pevného ramene. Hadice od zářžkového pneumatického motoru prochází oválným otvorem v horní ploše na pevném rameni a dále pokračuje jako předešlý rozvod. Rozvod pro pneumatické motory kyvného pohybu je veden do otvoru mezi pevným ramenem a výkrytem pevného ramene. Vycházejí oválným otvorem a připojují se do spojek umístěných v otvorech horní desky pevného ramene.

Kabely od senzorů translačního pohybu jsou převedeny oválným otvorem na vnitřní stranu pohyblivého ramene. Pokračují podél hrany horního lemu až k čepu. Obcházejí čep stejně jako pneumatické hadice. Z dutiny pevného ramene hned vystupují oválným otvorem, který je na boku pevného ramene a vstupují do krabice elektroinstalace. Od senzorů pro odměřování střední a spodní polohy procházejí kabely otvorem v horní straně pevného rámu a hned vycházejí bočním otvorem do krabice elektroinstalace. Kabel od senzoru horní polohy je veden rovnou do krabice elektroinstalace. Kabel senzoru zářžkového pneumotoru začíná téměř uvnitř dutiny v pevném rameni. Jako ostatní kabely je vyveden do krabice elektroinstalace.

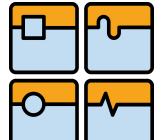
Na současném řešení je pro přívodní kabely k chapadlu použit energetický řetěz. V novém řešení k chapadlu vede pouze jeden přívodní kabel k senzoru. Proto se autor rozhodl neukládat jeden kabel do energetického řetězu. Kabel od senzoru je volně natažen k pohyblivému rameni, kde je připevněn. Jeho délka je navržena, aby při maximálním vysunutí chapadla byl mírně prověšený. Při zasunutí chapadla dojde k jeho markantnějšímu prověšení, což ovšem nevadí, neboť v tomto stavu se manipulátor nachází během pracovního cyklu a v okolí se nevyskytují žádná zařízení. Tudíž není možnost zachycení kabelu jiným mechanismem. V transportní poloze se k manipulátoru přibližuje jiný mechanismus, ale v tomto stavu je kabel mírně prověšen a nepřesahuje z pracovního prostoru pro manipulátor. Kabel je přichycen na vnější stranu hrany ohybu horního lemu, poté prochází oválným otvorem dovnitř a pokračuje společně s kabely pro odměřování translačního pohybu do krabice elektroinstalace.

Pro připevnění hadic a kabelů budou použity stahovací pásy. Ty se na pohyblivém rameni provléknou připravenými otvory, tak aby byly kabely pevně přitaženy k hraně lemu. Hadice pro pohony kyvaného pohybu budou připevněny k válci. V místech kde půjde více kabelů a hadic je možné je spojit dohromady, např.: při obcházení čepu.

Krabice elektroinstalace je shodná se současným řešením, vede do ní pouze o tři přívodní kabely méně.



Obr. 67 Náskres rozvodu pneumatických hadic a kabeláže

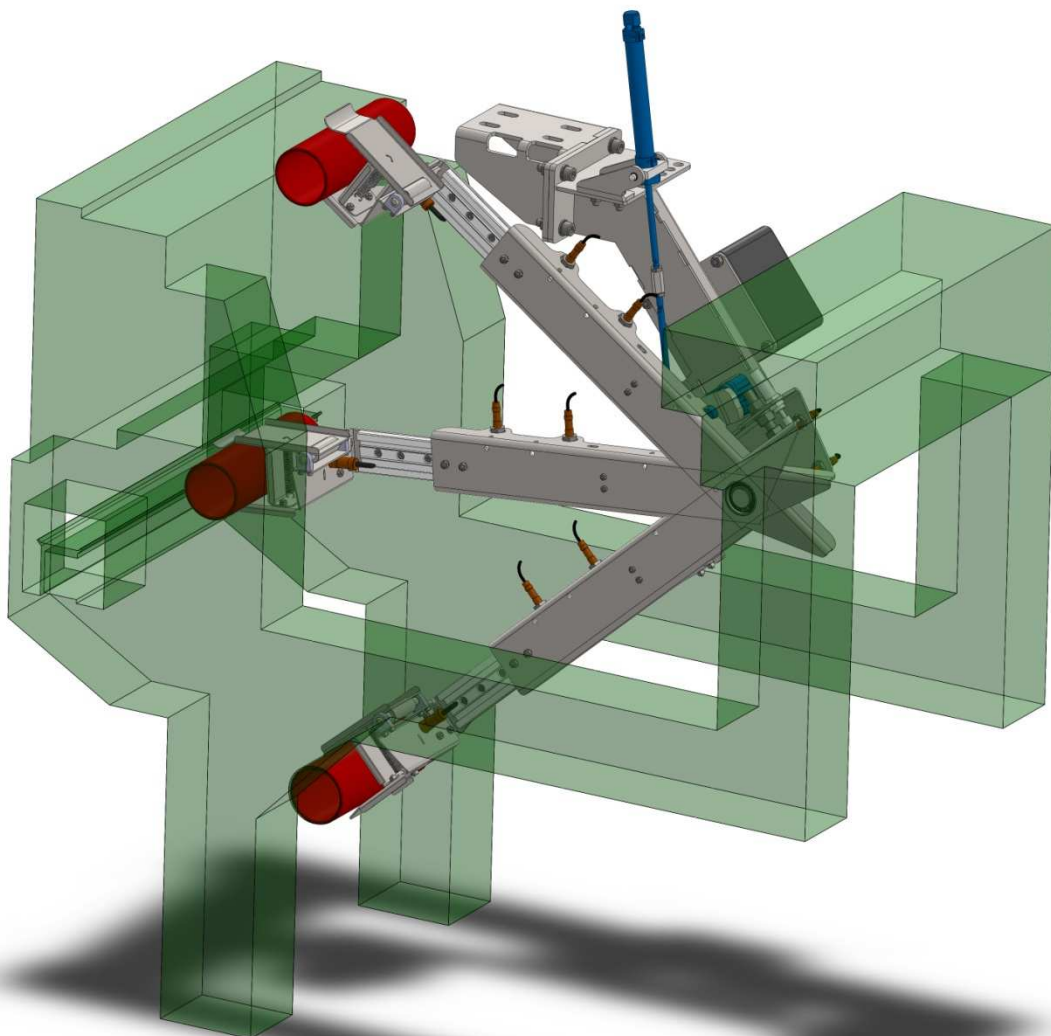
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.71
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

8.10 Umístění na stroji

Držák manipulátoru je našroubován zespodu k pojízdnému samočinnému zařízení. Připojovací rozměry byly zachovány, tak aby nebylo nutné měnit dílce pojízdného zařízení. Dispozice pojízdného zařízení nejsou na následujícím obrázku znázorněny kvůli přehlednosti, ale při návrhu s nimi bylo samozřejmě uvažováno.

Pracovní prostor manipulátoru byl kontrolován pomocí náhradního modelu rámu stroje. Manipulátor byl kontrolován v celém pracovním cyklu, aby nemohlo nikdy dojít ke kolizi s rámem stroje.

Na následujícím obrázku jsou také patrné všechny tři pracovní polohy ramene.



Obr. 68 Manipulátor v pracovním prostoru stroje

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.72
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	

9 Pasivní chapadlo

9.1 Rozbor kinematiky

Protože se jedná o pasivní chapadlo, jeho spolehlivou funkci zaručuje správná kinematika. Návrh kinematiky je velice důležitý. Vhodné je také funkci odladit na prototypu, protože zvolené vstupní hodnoty nemusejí odpovídat skutečnosti, případně zanedbané silové účinky nejsou tak zanedbatelné, či je soustava namáhána jinak (více sil) než bylo uvažováno.

Koncepce je volena stejně jako v současném řešení, jedno rameno je pevné a druhé je pohyblivé. Tato konstrukce se jeví jako nejjednodušší. Pohyblivé rameno chapadla je ovládáno tažnou pružinou. Je také možnost umístit bod otáčení blíže k dutince a na opačnou stranu ramene umístit tlačnou pružinu. Výhodou je, že lze snadno realizovat seřízení předeprnutí pružiny pomocí stavěcího trnu. Tato konstrukce nebyla zvolena, protože při předběžných návrzích autora se jevila jako konstrukčně náročnější (nutnost trnů pro pružinu).

Nejdůležitějším vstupním parametrem výpočtu je velikost přitlačné síly při uchopení. Síla musí být dostatečně velká, aby při vibracích při pohybu pojezdového zařízení nevypadla, nebo se neposunula. A menší než je maximální síla sevření, při které nedojde ke smýknutí dutinky (pohyb v ose dutinky). Velikost této síly byla zvolena autorem, protože ji nebylo možné odměřit. Z tohoto důvodu si nemůže být autor sto procentně jistý správným návrhem, protože nevychází ze skutečných hodnot. Proto důrazně doporučuje prototypové ověření konstrukce, či provedení experimentů ke zjištění vstupních údajů a následné návržení se správnými vstupními veličinami.

Parametr, ze kterého vychází odhad autora, je maximální síla působící při zavírání ramen. Tato síla byla odhadnuta autorem na fyzickém zařízení, protože nebylo k dispozici žádné měřicí zařízení, na hodnotu 50 N. Tato síla se musí rovnat maximálně účinkům třecí síly vyvozené svírací silou.

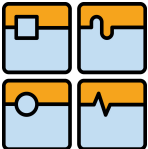
Dalším omezujícím faktorem je maximální síla pomocného mechanismu pro vložení dutinky do chapadla. Bohužel tuto sílu nebylo možné odměřit. Autor odhaduje její velikost minimálně na 15 N, a předpokládá, že je tato síla mnohem větší.

Minimální velikost přitlačné síly, tak aby nedošlo během pohybu manipulátoru k posunutí dutinky, je nepochybně nejdůležitějším parametrem, který je ale velice obtížné změřit, lze jej odměřit pouze experimentálně. A to tak, že se dutinka upne do chapadla s proměnlivou definovanou silou, jejíž hodnota se bude zvyšovat od 0, dokud při všech pohybech manipulátoru nezůstane dutinka spolehlivě uvnitř chapadla.

Omezujícím faktorem je také síla, kterou je nutné dutinku držet při uvolňování. Velikost této síly je určena svírací silou ramen dutinky a geometrií dutinky. Pokud mohou ramena udržet otáčející se cívku o hmotnosti 5 kg je tato kritická síla jistě mnohem větší než 50N.

Po předběžných výpočtech a na základě zkušeností z autorovy praxe byla zvolena přitlačná síla 30 N jako dostatečná.

Důležitou veličinou při návrhu kinematiky je velikost součinitele tření mezi chapadlem a dutinkou. Ta byla určena autorem jako 0,35 na základě experimentu. Těleso z oceli bylo umístěno na nakloněnou rovinu s papírovým povrchem. Úhel náklonu roviny byl zvyšován, dokud nedošlo k pohybu tělesa. Z úhlu náklonu roviny byl pře-

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.73
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

počítán koeficient klidového tření. Při pokusech s plastovým povrchem nakloněné roviny, vycházel úhel přibližně stejný.

Nejkritičtějším místem chapadla je tvar počátku pohyblivého ramene chapadla, ten určuje směr síly, která působí na dutinku. Jako nejvhodnější tvar této plochy byl určen kruh.

Dle předběžných výpočtů a úvah autora byli určeny tři kritické stavy. První stav nastává při prvotním doteku dutinky pohyblivého ramene. Tento stav je velice nepříznivý a je nutné vhodně zvolit úhel dotyku dutinky a chapadla. Druhým stavem je stav kdy je chapadlo v maximálním zdvihu. Třetí a nejdůležitější stav je, když je dutinka na svojí pozici uvnitř chapadla. Působí zde totiž upínací síla.

Po předběžných výpočtech bylo použito zjednodušení. Síla pružiny pro všechny stavy byla stejná. Zdvih pružiny je však tak malý, že změnu síly lze zanedbat. Při návrhu mechanismu nevíme, jakou pružinu budeme potřebovat, neznáme její tuhost, takže nemůžeme určit změnu tažné síly. Je také uvažováno, že směr působení síly pružiny je stále stejný.

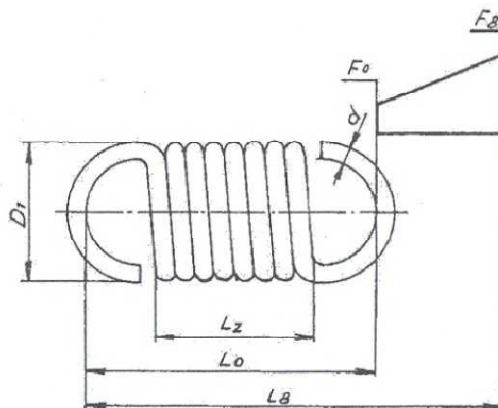
Nejprve bylo nutné navrhnout sílu pružiny, aby bylo možné vypočítat silové účinky při jednotlivých stavech chapadla. Výpočet vychází se stavu 3. Vstupním parametrem výpočtu je přitlačná síla.

Předběžná síla pružiny:

$$F_{pp} = \frac{F_N \cdot \cos \gamma \cdot l_{f3}}{l_p} = \frac{30 \cdot \cos 33,2^\circ \cdot 92,4}{39} = 59,5 \text{ N}$$

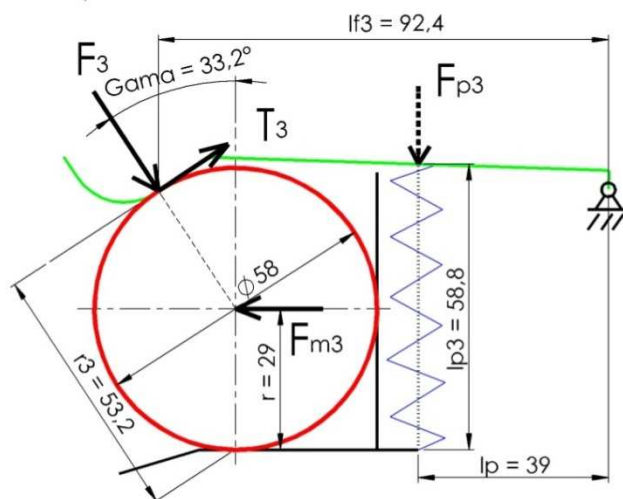
Kde F_{pp} [N] je předběžná síla pružiny, F_N [N] je autorem navrhovaná přitlačná síla, γ [°] je úhel sklonu síly F_N , l_{f3} [mm] délka ramene síly F_N , l_p [mm] délka ramene síly F_{pp} .

Pružinu volíme jako nakupovanou od firmy JPV Prodej. Jedná se o tažnou pružinu s $d = 1,4$ mm, vněj $D_1 = 9,8$ mm, $L_0 = 43,4$ mm, počtem závitů $z = 20$, $L_z = 29,4$ mm, $L_8 = 66,5$, $F_8 = 83,3$ N a tuhostí $C = 3,26$ N/mm. [15] Význam jednotlivých prametrů můžeme vidět na následujícím obrázku. V dalších výpočtech byly síly pružiny přepočítány na délku pružiny v daném stavu.



Obr. 69 Rozměry pružiny [15]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.74
	Optimalizace konstrukce zvedáče dutinky spřádacího stroje	



Obr. 70 Kinematické schéma chapadla – stav 3¹

Síla pružiny ve stavu 3:

$$F_{p3} = F_8 - C \cdot (L_8 - l_{p3} - k) = 83,3 - 3,26 \cdot (66,5 - 58,8 - 4) = 70,9 \text{ N}$$

Kde F_{p3} [N] je síla pružiny ve stavu 3, F_8 [N] je síla pružiny v zatíženém stavu, C [N/mm] tuhost pružiny, L_8 [mm] délka pružiny v zatíženém stavu, l_{p3} [mm] výpočtová délka pružiny, k [mm] dvojnásobek posunutí horního bodu vnitřního oka od výpočtové délky.

Síla přidržení ve stavu 3:

$$F_3 = \frac{F_{p3} \cdot l_p}{l_{f3} \cdot \cos \gamma} = \frac{70,9 \cdot 39}{92,4 \cdot \cos 33,2^\circ} = 35,7 \text{ N}$$

Kde F_3 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 3, F_{p3} [N] je síla pružiny ve stavu 3, l_p [mm] délka ramene síly F_{p3} , γ [°] je úhel sklonu síly F_3 , l_{f3} [mm] délka ramene síly F_3 .

Skutečná přidržovací síla je větší, než navrhovaná přidržovací síla, takže je návrh správný.

Třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 3:

$$T_3 = F_3 \cdot f = 35,7 \cdot 0,35 = 12,5 \text{ N}$$

Kde T_3 [N] třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 3, F_3 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 3, f [] součinitel tření mezi dutinkou a chapadlem.

¹ Označení hodnot dosazovaných do výpočtů odpovídá označení hodnot na obrázcích.

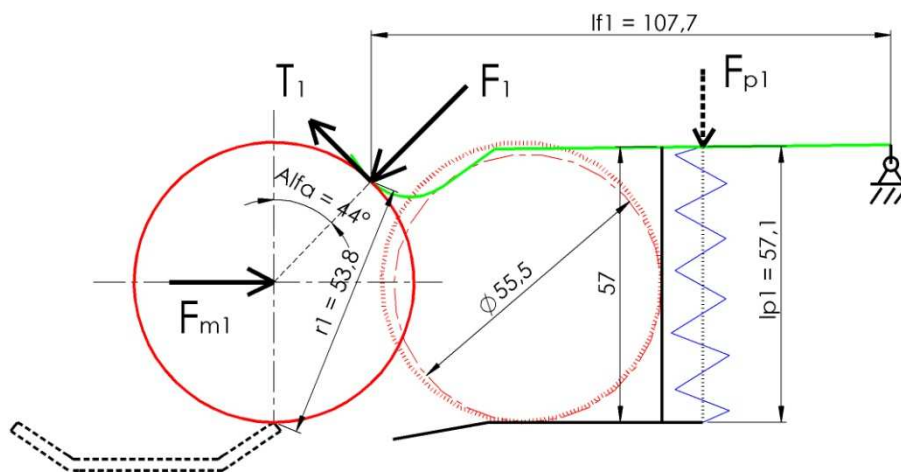
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.75
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Síla nutná k vytažení dutinky ve stavu 3:

$$F_{m3} = \frac{T_3 \cdot r_3}{r} = \frac{12,5 \cdot 53,2}{29} = 22,9 \text{ N}$$

Kde F_{m3} [N] nutná k vytažení dutinky ve stavu 3, T_3 [N] třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 3, r_3 [mm] délka ramene třecí síly, r [mm] je rameno síly F_{m3} .

Síla nutná k vytažení dutinky není příliš vysoká a dle názoru autora je vyhovující.



Obr. 71 Kinematické schéma chapadla – stav 1¹

Na obrázku výše je vidět pozice při zavřeném chapadle. Spodní pozici pohyblivého ramene chapadla omezuje výška dorazového plechu. Do chapadla je možné uza-
vřít dutinku o minimálním průměru 55,5, aby na ní působila přitlačná síla.

Síla pružiny ve stavu 1:

$$F_{p1} = F_8 - C \cdot (L_8 - l_{p1} - k) = 83,3 - 3,26 \cdot (66,5 - 57,1 - 4) = 65,4 \text{ N}$$

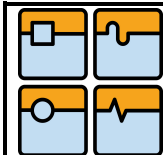
Kde F_{p1} [N] je síla pružiny ve stavu 1, F_8 [N] je síla pružiny v zatíženém stavu, C [N/mm] tuhost pružiny, L_8 [mm] délka pružiny v zatíženém stavu, l_{p1} [mm] výpočtová délka pružiny, k [mm] dvojnásobek posunutí horního bodu vnitřního oka od výpočtové délky.

Síla přidržení ve stavu 1:

$$F_1 = \frac{F_{p1} \cdot l_p}{l_{f1} \cdot \cos \alpha} = \frac{65,4 \cdot 39}{107,7 \cdot \cos 44,1^\circ} = 33 \text{ N}$$

Kde F_1 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 1, F_{p1} [N] je síla pružiny ve stavu 1, l_p [mm] délka ramene síly F_{p1} , α [°] je úhel sklonu síly F_1 , l_{f1} [mm] délka ramene síly F_1 .

Třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 1:



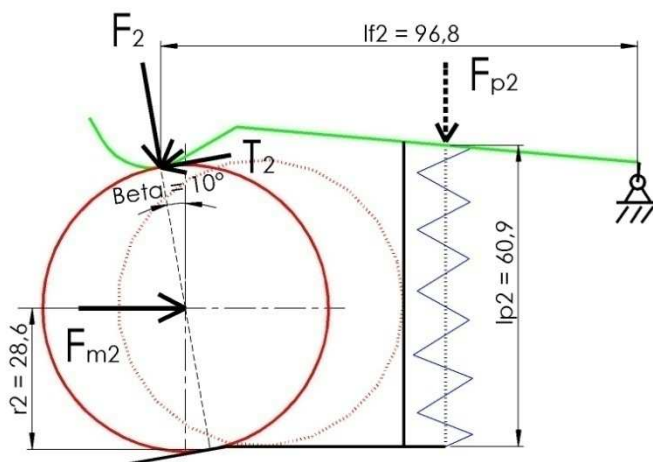
$$T_1 = F_1 \cdot f = 33,035 = 11,5 \text{ N}$$

Kde T_1 [N] třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 1, F_1 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 1, f [] součinitel tření mezi dutinkou a chapadlem.

Síla nutná k vložení dutinky ve stavu 1:

$$F_{m1} = \frac{T_1 \cdot r_1}{r} = \frac{11,538}{29} = 21,4 \text{ N}$$

Kde F_{m1} [N] nutná k vytažení dutinky ve stavu 1, T_1 [N] třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 1, r_1 [mm] délka ramene třecí síly, r [mm] je rameno síly F_{m1} .



Obr. 72 Kinematické schéma chapadla – stav 2¹

Síla pružiny ve stavu 2:

$$F_{p2} = F_8 - C \cdot (L_8 - l_{p2} - k) = 83,3 - 3,26 \cdot (66,5 - 60,9 - 4) = 78,1 \text{ N}$$

Kde F_{p2} [N] je síla pružiny ve stavu 2, F_8 [N] je síla pružiny v zatíženém stavu, C [N/mm] tuhost pružiny, L_8 [mm] délka pružiny v zatíženém stavu, l_{p2} [mm] výpočtová délka pružiny, k [mm] dvojnásobek posunutí horního bodu vnitřního oka od výpočtové délky.

Síla přidržení ve stavu 2:

$$F_2 = \frac{F_{p2} \cdot l_p}{l_{f2} \cdot \cos \beta} = \frac{78,139}{96,8 \cdot \cos 10^\circ} = 31,9 \text{ N}$$

Kde F_2 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 2, F_{p2} [N] je síla pružiny ve stavu 2, l_p [mm] délka ramene síly F_{p2} , β [°] je úhel sklonu síly F_2 , l_{f2} [mm] délka ramene síly F_2 .

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.77
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 2:

$$T_2 = F_2 \cdot f = 31,9 \cdot 0,35 = 11,2 \text{ N}$$

Kde T_2 [N] třecí síla vzniklá silou přidržení ve stavu 2, F_2 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 2, f [] součinitel tření mezi dutinkou a chapadlem.

Síla nutná k vložení dutinky ve stavu 2:

$$F_{m2} = \frac{T_2 \cdot 2 \cdot r}{r_2} = \frac{11,2 \cdot 2 \cdot 29}{28,6} = 22,7 \text{ N}$$

Kde F_{m2} [N] nutná k vytažení dutinky ve stavu 2, T_2 [N] je síla přidržení dutinky ve stavu 2, r_2 [mm] délka ramene síly F_{m2} , r [mm] je poloměr dutinky.

9.2 Realizace Rotační vazby

Rotační vazba je realizována dvojicí kluzných ložisek a hřídelky. Pro snadnější montáž byly zvoleny ložiskové domečky od firmy Igus, s označením ESTM-06-SL. Otvor ložiska je 6mm. [19]

Spojení hřídelky a plechu pohyblivého ramene chapadla je realizováno navařením. Abychom co nejvíce snížili cenu výroby, nebylo vhodné na hřídelce frézovat plochu a vytvářet otvory pro šrouby, kterými by se k ní připevnil plech. Proto je na hřídelce nákrůžek, kterým se přesně vymezí pozice hřídelky a na kterém se provede svarový spoj.

Na hřídelku se nasadí ložiskové domečky a poté se sestava našroubuje na základní plech chapadla. Díky tomuto řešení dojde k vhodnému nastavení pozice ložiskových domečků a zajištění volného chodu hřídelky.

9.3 Kontrola polohy

Na současném chapadle jsou kontrolovány pouze pozice motorů, jedná se tedy o nepřímé odměřování. Kontrolujeme, zda je chapadlo uzavřeno, a zda je vysunut pohon ovládající lineární pohyb. V novém řešení ovšem žádné pohony nejsou. Proto se autor práce rozhodl kontrolovat přímo přítomnost dutinky. Což je způsob, který je ještě spolehlivější a přesnější než na stávajícím řešení.

Protože je materiál dutinky papír či plast nemagnetický, není možné použití indukčních snímačů. Přítomnost dutinky je možné kontrolovat optickým či kapacitním senzorem. Autorem byl vybrán kapacitní senzor firmy Balluff s označením BCS 012-PS-1-L-S 4. Jedná se o nevstavné provedení se spínací vzdáleností 0 – 8 mm (pro kovy). Protože je ale snímán papír nebo plast, je tako vzdálenost redukována korelačním faktorem. Ten je pro dřevo 0,2 - 0,7 a pro PVC 0,6. Jako střední hodnota byla vybrána hodnota 0,4. Po vynásobení udávané spínací vzdálenosti korelačním faktorem je skutečná spínací vzdálenost 0 – 2 mm. Aby bylo zaručené snímání měla by být nastavená mezera asi 1mm. Snímač je umístěn nalevo od čelistí chapadla. [20]

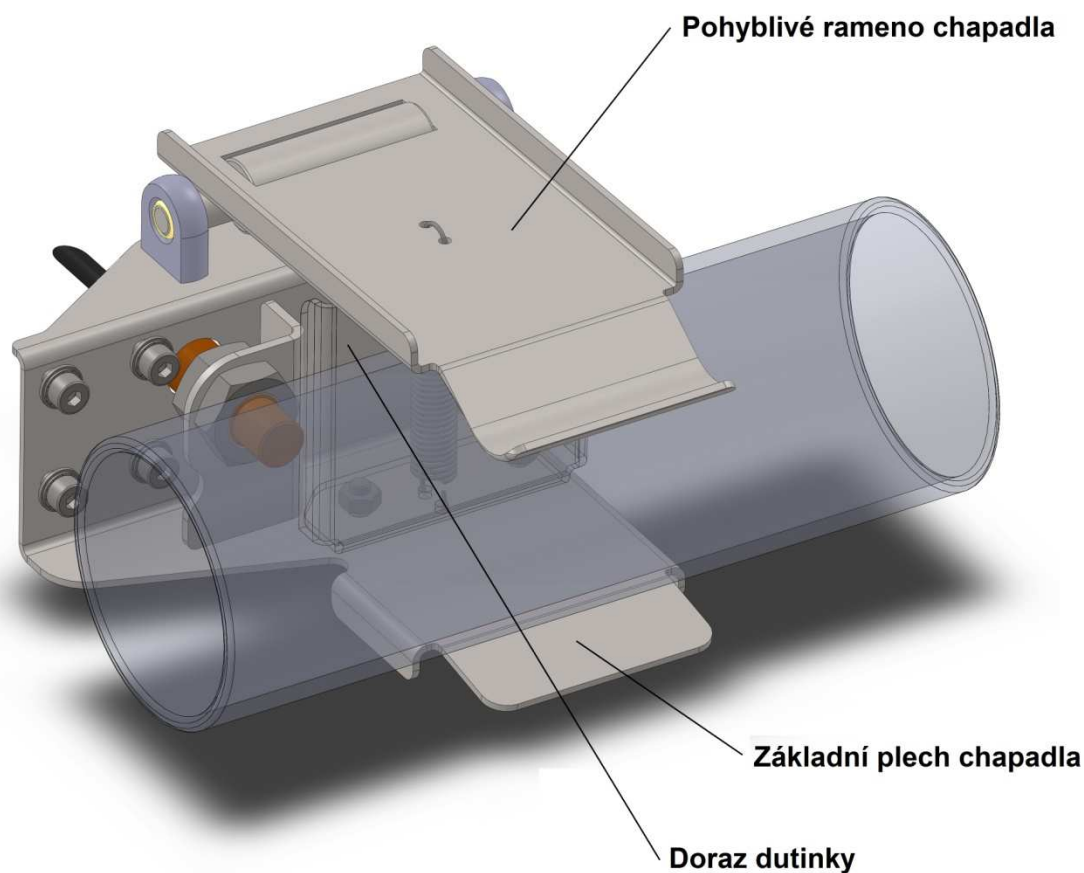
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.78
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

9.4 Konstrukce chapadla

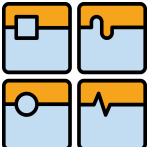
Celá konstrukce je vytvořena z plechů tloušťky 1,5 mm. Na základní plech jsou navařeny matice pro šrouby sloužící k připevnění k polohovacímu mechanismu. Jsou navařeny z důvodu špatné přístupnosti a pohodlnějšího seřizování pozice chapadla. Základní plech je vyztužen navařením držáku pro snímač.

Protože dochází ke smyku dutinky, je nutné mít okolí všech styčných bodů zaoblené. Na pevném rameni a na dorazu jsou lemy. Ovšem na pohyblivém rameni nelze lem vytvořit. Proto musí být levá horní hrana zaleštěna do rádiusu.

Do připevněného pohyblivého ramene chapadla navlékneme pružinu. Tu navlékneme také do dorazu dutinky. Poté přišroubujeme doraz k základnímu plechu. Aby byla kompletace pohodlnější, jsou na dorazu dutinky navařeny matice. Tažná pružina je velice jednoduše umístěna ve dvojici otvorů v plechu. Dorazem dutinky je omezeno sevření uchopovače, aby se rameno nacházelo v optimální poloze při nasouvání dutinky.



Obr. 73 Celkový pohled na chapadlo

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.79
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

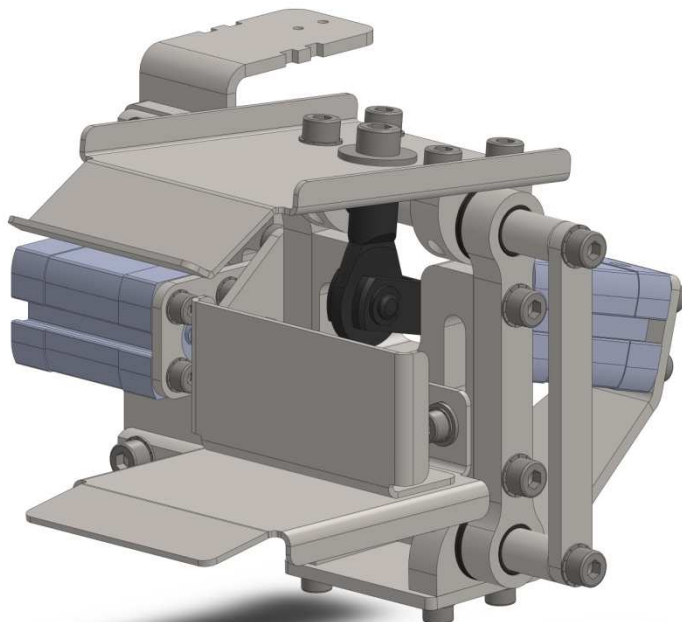
10 Chapadlo s dvojitým kruhovým vedením

Na přání zadavatele DP, byla zpracována i tato konstrukční varianta. Zadavatel měl totiž původní požadavek, že musí být kompletně zachován celý kinematický řetězec (zachování všech pohonů). Nejedná se ovšem o optimální variantu, proto byl tento návrh zpracován jako koncepce.

Toto chapadlo bylo vytvořeno jako vylepšení stávajícího chapadla, takže jeho připojovací rozměry jsou lépe přizpůsobeny stávajícímu polohovacímu mechanismu. Ovšem přepracování na nový polohovací systém není nijak náročné. Ovšem je třeba si uvědomit, že toto řešení má mnohem větší hmotnost, proto by musel být překontrolován a případně přepracován polohovací mechanismus.

Koncepce s dvojitým kruhovým vedením je velice jednoduchá. Na základní plech se našroubují dvě tyče. Na těchto tyčích je umístěn vozík pomocí kluzných ložisek. V tomto návrhu je vozík řešen jako šroubovaný z vypálených plechů. Bylo by však také možné řešit vozík jen jako plech, na který by se našroubovaly nakupované domčky s kluznými ložisky. Největší výhodou tohoto řešení je integrování rotačního uložení pohyblivého ramene chapadla přímo na jedno z vedení.

Koncepce s dvojitým kruhovým vedením je také velice vhodná pro realizaci pasivního lineárního pohybu uchopovače pomocí pružin. Na tyče vedení se z každé strany vozíku nasadí pružiny, které zajistí návrat vozíku do původní polohy. Ovládání pohyblivého ramene chapadla by bylo také možné provést pasivně pružinou, jak je tomu u vypracovaného řešení. Vznikl by tak kompletně pasivní uchopovač s lineárním pohybem.



Obr. 74 Koncepce chapadla s dvojitým kruhovým vedením

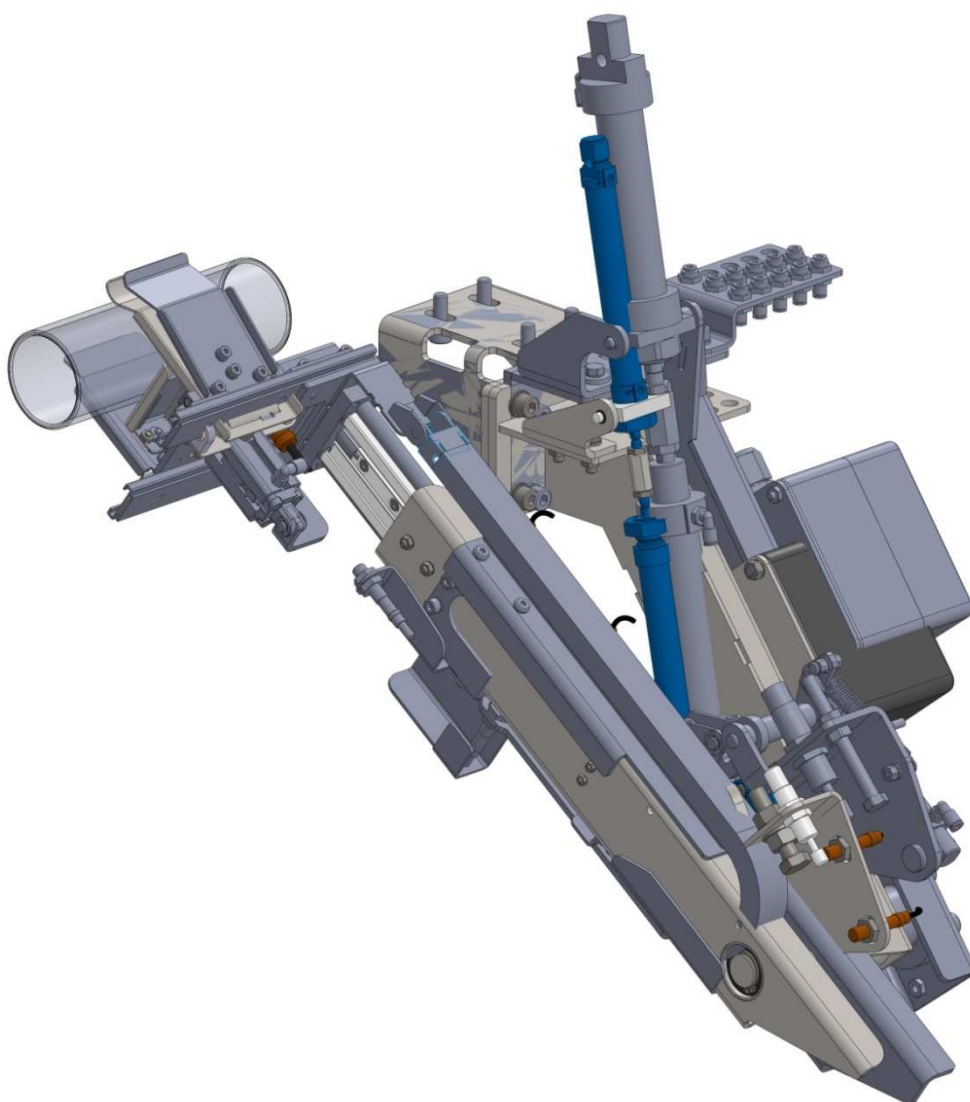
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.80
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

11 Porovnání současného a nového řešení

11.1 Porovnání konstrukce

Kinematika polohovacího mechanismu byla zachována, takže se podstatně neliší. Došlo pouze ke zjednodušení dílů. Poháněné chapadlo bylo nahrazeno pasivním, tudíž zde došlo ke změnám. Odstraněním pohonů došlo k podstatnému zjednodušení konstrukce a k výraznému redukování počtu součástí. Složitý mechanismus aretace byl nahrazen zářezovým pneumatickým motorem, čímž byl výrazně redukován počet drobných součástí. Na novém řešení není energořetěz, protože zde jeho přítomnost není nutná. Samozřejmě došlo také k celé řadě dalších drobnějších změn.

Na následujícím obrázku je vložen model současného a model nového řešení. Modely jsou v téže pozici, jako budou na stroji, proto jsou dobře patrné konstrukční změny a odlišnosti.



Obr. 75 3-D model současného a nového řešení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.81
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

11.2 Ekonomické zhodnocení

Na následující stránce je tabulka ekonomického hodnocení současného a nového řešení. Je navržena tak, aby bylo dobře vidět odlišnosti řešení. V tabulce jsou uvedeny sloupce: položky, cena a hmotnost. Hmotnost s ekonomickým hodnocením přímo nesouvisí, ale byla také zahrnuta v požadavcích. Bylo by jistě možné vypracovat podobnou tabulku pouze pro hodnocení hmotností, ale autor se rozhodl tyto dvě tabulky sloučit do jedné kvůli větší přehlednosti.

Položky nového a současného řešení v jednotlivých řádcích sobě odpovídají. Pokud není řádek ve vedlejší tabulce vyplněn, tato položka neodpovídá žádné položce z druhého řešení. Tím je zaručena vysoká přehlednost porovnání obou variant.

Cena položek v oddílu nakupované dílce, byla stanovena na základě cenových nabídek dodavatelů (Festo, Igus), a cen zveřejněných na internetu. Autor se rozhodl do tabulky uvést i montáž, protože ta se na celkové ceně také podílí. Montáž byla ohodnocena asi jako 5% z celkové ceny. Ceny v oddílu vyráběné dílce byly odvozeny z rozdílu celkové ceny současného řešení, a ceny nakupovaných dílů a montáže. Tato částka byla rozdělena napolovic mezi složité a drobné dílce. Cena nového řešení byla stanovena přibližně jako podíl dle počtu kusů nového a současného řešení. Jedná se samozřejmě pouze o odhad autora a skutečné ceny se mohou lišit.

Počet důležitých nakupovaných součástí, které jsou uvedené v tabulce, je pro současné a nové řešení podobný. Ovšem výrazně se liší počet vyráběných dílců. Zatímco na současném řešení je asi 52 dílců nejnižší úrovně², tak v novém řešení je dílců pouze 18.

Díky snížení ceny nakupovaných a vyráběných dílců došlo ke snížení nákladů na tuto podsestavu z 22 870 Kč, na 14 915 Kč. Došlo tedy ke snížení ceny o 34 %. Pokud úspory na jednu sestavu vynásobíme počtem vyráběných kusů za rok (200 ks/rok), získáme roční snížení nákladů o 1 591 000 Kč.

Jak bylo již zmíněno, v tabulce je také uvedena položka hmotnosti dílců. Došlo ke snížení hmotnosti ze 14,3 kg na 8,6 kg, to znamená, že je nové řešení o 40% lehčí. Snížením hmotností zařízení, která jsou součástí pojezdového samočinného zařízení docílíme snížení požadavků na toto zařízení, tím pádem může dojít k další optimalizaci a k dalšímu snížení nákladů na výrobu celého stroje.

² Nejnížší úrovně jsou myšleny dílce, které jsou vyrobené z hutního polotovaru. Nejedná se tedy o svarky apod., ale právě o komponenty svarků a součásti montované přímo na sestavu.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.82
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

SOUČASNÉ ŘEŠENÍ			NOVÉ ŘEŠENÍ		
POLOŽKA	CENA [Kč]	HMOTNOST [Kg]	POLOŽKA	CENA [Kč]	HMOTNOST [Kg]
Nakupované dílce					
Pohon DSNU-25-80 2ks	1 550	1,2	Pohon DSNU-16-80 2ks	1 330	0,9
Pohon DSNU-16-80	665	0,4	PohonDSNU-10-80-MH	500	0,35
Pohon ESNU-16-10	200	0,2	Pohon STA-20-15	1 140	0,3
Lineární vedení FEN	2 850	1,2	Vozík	100	0,05
			Kolejnice	300	0,2
Pohon ADN-12-15	800	0,2			
Pohon ADN-12-10	440	0,2			
Jazýčkové čidlo 2ks	900	0,02	Jazýčkové čidlo	450	0,01
Tlumič YSR-12-12	250	0,05	Tlumič YSR-8-8	200	0,03
Kyvné upevnění	175	0,1	Kyvné upevnění	165	0,1
Čidlo indukční Sick 6ks	2 700	0,18	Čidlo indukční Sick 5ks	2 250	0,15
			Ložiskové těleso	150	0,01
			Pružina	30	0,01
			Kapacitní senzor	2 400	0,05
Vozík 4ks	300	0,2			
Kolejnice 2ks	440	0,3			
Energořetěz	300	0,3			
Mezisoučet	11 570	4,55	Mezisoučet	9 015	2,2
Vyráběné dílce					
Složité dílce 10ks	5 000	6,5	Složité dílce 8ks	4 000	3,2
Drobné dílce 42ks	5 000	3,2	Drobné dílce 10ks	1 200	3,2
Mezisoučet	10 000	9,7	Mezisoučet	5 200	6,4
Montáž					
Montáž	1 300		Montáž	700	
Celkem					
Hmotnost		14,3	Hmotnost		8,6
Cena	22 870		Cena	14 915	

Tabulka 4 Ekonomické porovnání současného a nového řešení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.83
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

12 Závěr

V první části této práce je uveden popis nejpoužívanějších druhů spřádacích strojů. Jedná se především o prstencové, rotorové a tryskové předení. Manipulátor, zvedač dutinky, který je optimalizován je součástí tryskového spřádacího stroje TORNADO J20, firmy RIETER.

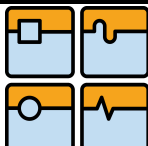
Optimalizace byla provedena na základě podrobné analýzy současného stavu, která je zpracována v další části. Je zde popsána funkce a pracovní cyklus zvedače dutinky. Jsou zde také uvedeny požadavky a vlastnosti, které musí daný stroj splňovat.

Následuje část s možnostmi optimalizace. Zde jsou uvedeny různé možnosti konstrukčních řešení. Nakonec je pomocí bodové multikriteriální metody hodnocení variant vybráno nejlepší řešení.

Nejvhodnější řešení bylo zpracováno do 3-D modelu, tak aby bylo dosaženo co nejmenšího počtu součástí, snížení hmotností, zjednodušení výroby a snížení nákladů výroby oproti současnému řešení. Přičemž hlavním cílem bylo snížit výrobní náklady na tento uzel.

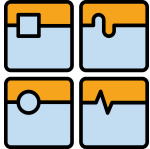
Byla zachována současná kinematika polohovacího mechanismu, tedy rotace a translace. Došlo pouze k optimalizaci dílců, které tento mechanismus tvoří. Chapadlo bylo navrženo jako pasivní, což je podstatný rozdíl oproti současnému, které je ovládáno dvěma pohony. Díky této změně došlo k výraznému snížení počtu součástí, ale také ke snížení hmotnosti. Tím se snížilo zatížení polohovacího mechanismu, který mohl být přepracován na nižší zatížení. Připojovací rozměry manipulátoru jsou totožné a navíc je konstrukce navržena tak, že není nutná změna jakýchkoliv okolních součástí. Díky tomu je tato konstrukce plně zaměnitelná se současným řešením. Jediným rozdílem je snížení počtu přívodních hadic pneumatiky a kabelů čidel. Tím pádem jsou nutné drobné změny řídicího systému.

Touto konstrukcí byly sníženy celkové náklady o 34% a hmotnost o 40%, což je jistě veliký přínos. Při předpokládaném snížení ceny dojde při sériovosti 200 ks/rok k úspoře nákladů ve výši asi 1,6 milionu korun.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.84
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

13 Použité zdroje

- [1] BARBER, Elizabeth. *Women's Work: The First 20 000 Years: Women, Cloth and Society in Early Times*. Wayland: W.W.Norton&Company, 1995.
- [2] KLIČKA, Václav. *Vývoj textilního strojírenství v regionu Orlicka*. Vyd. 1. Ústí nad Orlicí: Oftis, 2003, 176 s. ISBN 80-860-4272-3.
- [3] *Spolek Kolowrat* [online]. 20.5.2005 [cit. 2012-01-27]. Dostupné z: http://spolkolowrat.sweb.cz/historie_kolovrat/historie_kolovrat_jmeno.htm
- [4] Nové Noviny č. 1/01, 5. ledna 2001, str. 7:. [online]. 13.1.2001 [cit. 2012-01-27]. Dostupné z: <http://www.jicinsko.cz/nn/01/01/nn101-7.htm>
- [5] Prstencový dopřádací stroj. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-01-28]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Prstencov%C3%BD_dop%C5%99%C3%A1dac%C3%AD_stroj
- [6] Bezvřetenové předení. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-01-28]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Bezv%C5%99etenov%C3%A9_p%C5%99eden%C3%AD
- [7] Tryskové předení. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-01-28]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Tryskov%C3%A9_p%C5%99eden%C3%AD
- [8] RIETER. Products & Services - Rieter:. [online]. XXXX [cit. 2012-01-28]. Dostupné z: <http://www.rieter.com/en/spun-yarn-systems/products-services/>
- [9] Zarážkové válce STA/STAF. *Festo.com* [online]. 2004 [cit. 2012-01-30]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/STA_CZ.PDF
- [10] KOLÍBAL, Zdeněk. *Průmyslové roboty I: Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů (PRaM)*. XXXX. Brno: VUT Brno, XXXX.
- [11] Multi-position cylinders/Adapter kits. *Festo.com* [online]. 2012 [cit. 2012-01-30]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_engb/PDF/EN/ADNM_EN.PDF
- [12] Příze. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-01-31]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99%C3%ADze>
- [13] RIETER. *Products & Services* [online]. [cit. 2012-05-08]. Dostupné z: <http://www.rieter.com>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.85
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

[14] RIETER. *Návod k obsluze stroje Tryskového spřádacího stroje J 20*. Ústí nad Orlicí, 2010.

[15] Pružiny tažné. *JPV Prodej* [online]. 2010 [cit. 2012-05-22]. Dostupné z: <http://pruziny.ic.cz/pruziny-tazne.php>

[16] Válce dle norem DSNU/DSN/ESNU/ESN, ISO 6432. *Festo* [online]. 2006 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_CS/PDF/CZ/DSNU-ISO_CZ.PDF

[17] DryLin® N - Nízkoprofilový lineární vodící systém NK-01/02-40. *Igus* [online]. XXXX. [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://www.igus.cz/wpck/default.aspx?PageNr=2378&CL=CZ-cs?Pagenam=igubal_Stehlager_ESTM_SL&CL=CZ-cs

[18] Iglidur® G. *Igus* [online]. XXXX. [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://www.igus.cz/iPro/iPro_02_0001_0000_CZcs.htm?c=CZ&l=cs

[19] Igubal® stojaté ložisko ESTM-SL. *Igus* [online]. XXXX. [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://www.igus.cz/wpck/default.aspx?Pagenam=igubal_Stehlager_ESTM_SL&CL=CZ-cs

[20] Kapacitní snímače. *BALLUFF CZ* [online]. 2012 [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://balluff.cz/download/katalogy.asp?Katalog=BCS&ShowIMG=1>

14 Seznam obrázků

Obr.1 Ruční předení [4]	13
Obr. 2 Kolovrat [3]	13
Obr. 3 Prstencové předení [2].....	14
Obr. 4 Detail trojúhelníkového zákrutu u prstencového předení[2].....	14
Obr. 5 Vlevo – prstenové spřádání, Vpravo – OE předení [2]	15
Obr. 6 Schéma ústrojí rotorového spřádacího stroje [2]	15
Obr. 7 Princip tryskového předení [2]	15
Obr. 8 Prstencový spřádací stroj G35 výrobce RIETER [13].....	16
Obr. 9 Tvar příze vzniklé prstencovým předením [13].....	17
Obr. 10 Rotorový spřádací stroj BT923 firmy RIETER [13]	18
Obr. 11 Tvar příze vzniklé rotorovým předením [13]	19
Obr. 12 Tryskový spřádací stroj J20 firmy RIETER [13].....	20
Obr. 13 Tvar příze vzniklé tryskovým předením [13].....	21
Obr. 14 Pohled na spřádní jednotky tryskového spřádacího stroje [13]	22
Obr. 15 3-D model současného manipulátor – isometrický pohled	23
Obr. 16 Základní kinematický řetězec.....	24
Obr. 17 Pracovní cyklus - Transportní poloha.....	24
Obr. 18 Pracovní cyklus – Zasunutí ramene	25
Obr. 19 Pracovní cyklus – Spuštění ramene do spodní polohy.....	25
Obr. 20 Pracovní cyklus – Vysunutí ramene	25
Obr. 21 Pracovní cyklus – Otevření chapadla.....	26
Obr. 22 Pracovní cyklus - Zasunutí ramene.....	26
Obr. 23 Pracovní cyklus – Zvednutí ramene	27
Obr. 24 Pracovní cyklus – Vysunutí ramene	27
Obr. 25 Pracovní cyklus – Uzavření uchopovače	27
Obr. 26 Pracovní cyklus – Zasunutí ramene	28
Obr. 27 Pracovní cyklus – Zvednutí ramene	28
Obr. 28 Pracovní cyklus – Vysunutí ramene	28
Obr. 29 Pracovní cyklus – Transportní poloha.....	29
Obr. 30 Pracovní pozice	29
Obr. 31 Kinematika čelistí uchopovače	30
Obr. 32 Přesunutí dutinky do uchopovače	30
Obr. 33 Lineární pohyb uchopovače.....	31
Obr. 34 Detail aretace polohy	32
Obr. 35 Schéma okolí manipulátoru [14].....	33
Obr. 36 Dispozice manipulátoru v upraveném rámu stroje	34
Obr. 37 Dutinka	35
Obr. 38 Uspořádání kinematických dvojic Rotace - Rotace	36
Obr. 39 Uspořádání kinematických dvojic Rotace - Translace	37
Obr. 40 Uspořádání kinematických dvojic Translace - Rotace	37
Obr. 41 Uspořádání kinematických dvojic Translace - Translace.....	37
Obr. 42 Schematické znázornění přímých vedení [10].....	39
Obr. 43 Kyvný pohon s nepřímým náhonem[10].....	40
Obr. 44 Vícepolohový pneumatický lineární motor [11].....	41
Obr. 45 Mechanismus aretace.....	41
Obr. 46 Funkce zářezového pneumatického motoru [9]	42
Obr. 47 Čidla pro lineární pneumatický motor [16].....	44
Obr. 48 Uchopovač s lineárním vedením a dvěma pružinami.....	47
Obr. 49 Pasivní chapadlo s pružinou	49

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str.87
	Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje	

Obr. 50 Pasivní chapadlo s pružným ramenem	50
Obr. 51 Podtlakové chapadlo	50
Obr. 52 Zvedač dutinky – isometrický pohled zepředu	52
Obr. 53 Zvedač dutinky – isometrický pohled zezadu	52
Obr. 54 Kinematické schéma polohovacího mechanismu	53
Obr. 55 Silové působení v horní poloze ramene	54
Obr. 56 Silové působení při vysunutí chapadla	55
Obr. 57 Realizace translační vazby	58
Obr. 58 Řez uložením rotační vazby	60
Obr. 59 Detail horní části pevného ramene	61
Obr. 60 Detail řešení dorazu pohyblivého ramene	62
Obr. 61 Pohyblivé rameno	63
Obr. 62 Okrajové podmínky výpočtového modelu	64
Obr. 63 Vykreslení redukovaného napětí	64
Obr. 64 Vykreslení deformace pevného ramene	65
Obr. 65 Detail kritického místa deformace	65
Obr. 66 Detail aretace	67
Obr. 67 Návrh rozvodu pneumatických hadic a kabeláže	70
Obr. 68 Manipulátor v pracovním prostoru stroje	71
Obr. 69 Rozměry pružiny [15]	73
Obr. 70 Kinematické schéma chapadla – stav 3	74
Obr. 71 Kinematické schéma chapadla – stav 1 ¹	75
Obr. 72 Kinematické schéma chapadla – stav 2 ¹	76
Obr. 73 Celkový pohled na chapadlo	78
Obr. 74 Koncepce chapadla s dvojitým kruhovým vedením	79
Obr. 75 3-D model současného a nového řešení	80

15 Seznam tabulek

Tabulka 1 Multikriteriální analýza výběru kinematiky polohovacího mechanismu	45
Tabulka 2 Multikriteriální analýza pro hodnocení druhu lineárního pohybu	48
Tabulka 3 Multikriteriální analýza pro hodnocení realizace uchopení	51
Tabulka 4 Ekonomické porovnání současného a nového řešení	82

16 Seznam příloh

CD, které obsahuje:

- ✓ elektronická verze diplomové práce (PDF dokument)
- ✓ výkres sestavy (PDF dokument)
- ✓ výrobní výkres plechového dílu (PDF dokument)
- ✓ složka jednotlivých dílů sestavy (SLDPRT), včetně sestavy (SLDASM), výkresu sestavy (SLDDRW) a výkresu dílu (SLDDRW)
- ✓ model sestavy (STEP), výkres sestavy (DWG) a výkres dílu (DWG)
- ✓ složka s katalogy nakupovaných dílců
- ✓ složka s obrázky 3-D modelu

Výkres sestavy (formát A1)

Výrobní výkres plechového dílu (formát A2)