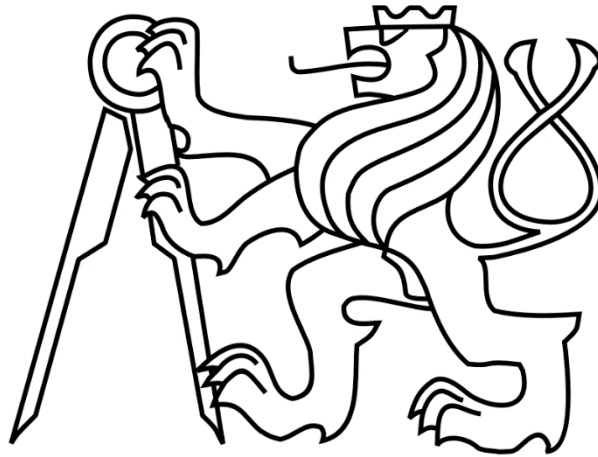


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh pohonu potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje

2016

Ondřej Pechanec



Vysoká škola: ČVUT v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: Výrobní stroje a zařízení
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro **Bc. Ondřej Pechanec**

Program: Strojní inženýrství

Obor: Výrobní stroje a zařízení

Téma práce: **Návrh pohonu potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje**

A Proposal of Haul-off Belt Drive for a Vertical Hose Packaging Machine

Stručná osnova zadání:

Návrh pohonu potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje dle požadavků zadavatele. Nutné dodržení zástavbových rozměrů, včetně rozsahu posuvů potahových bloků. Snížit počet pohonných jednotek a vytvořit podmínky samostředění potahových bloků. Při posuvu nesmí docházet k pootočení hřídelů řemenic potahových řemenů. Při řešení se vyhnout použití kloubových hřídelů.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerše dané problematiky u nás i ve světě
2. Konstrukční návrh min. tří variant řešení
3. Výběr optimální varianty
4. Konstrukční rozpracování vybrané varianty včetně nezbytných kontrolních výpočtů
5. Zhodnocení

Technické parametry:

- celková šířka 840 mm
- rozteč vodicích tyčí 150 mm
- rozteč hřídelů řemenic 122 – 282 mm
- otáčky řemenic 190 min⁻¹
- umístění řemenic 221 mm od roviny pojezdu

- Rozsah grafické části práce:** 3D modely řešené konstrukce, výkres sestavy včetně kusovníku, výrobní výkresy
- Rozsah textové části práce:** 60 – 80 stran
- Doporučená literatura:** HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. Výrobní stroje. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 1993, 243 s. ISBN 80-01-00993-9.
STEHLÍK, Jaroslav. Balicí stroje. 1. vyd. Liberec: Vys. škola stroj. a textil., 1991, 173 s.
- SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- Firemní literatura
- Vedoucí diplomové práce:** Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
- Konzultant:** Jan Mikolášek - Viking Mašek, a.s.
- Datum zadání diplomové práce:** 30.10.2015
- Termín odevzdání diplomové práce:** 5. 1. 2016

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne:

Podanec
.....
student



Ing. Petr Kolář
Ing. Petr Kolář, Ph.D.
vedoucí ústavu

Michael Valášek
Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 26. 10. 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 5. 1. 2016

.....

podpis

Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi, CSc za vedení této diplomové práce, jeho podnětné rady a připomínky při jejím vypracování.

Děkuji také panu Janu Mikoláškoví za množství hodnotných informací a připomínek, jež mi poskytl při tvorbě této diplomové práce.

Chtěl bych také velice poděkovat svým rodičům za nesmírnou podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali v průběhu celého studia a tvorbě této diplomové práce.

Anotace

Jméno autora:	Bc. Ondřej Pechanec
Název diplomové práce:	Návrh pohonu potahových řemenů vertikálního hadicového stroje
Číslo diplomové práce:	1724
Rozsah diplomové práce:	75 stran
Školní rok vyhotovení:	2015-2016
Ústav:	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze
Vedoucí diplomové práce:	Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Konzultant:	Jan Mikolášek – Viking Mašek, a.s.
Zadavatel tématu:	ČVUT Fakulta strojní
Datum odevzdání:	5. 1. 2016
Klíčová slova:	Návrh, konstrukce, pohon, vertikální hadicový, balicí, stroj,
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje.

Annotation

Author:	Bc. Ondřej Pechanec
Title:	A Proposal of Haul-off Belt Drive for a Vertical Hose Packaging Machine
Number:	1724
Range:	75 pages
Academic Year:	2015-2016
Department:	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment; FME Czech Technical University in Prague
Tutor:	Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Consultant:	Jan Mikolášek – Viking Mašek, a.s.
Title Submitter:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Date of Handover:	5. 1. 2016
Keywords:	Belt, Drive, Packaging, Machine,
Annotation:	Diploma Thesis deals with a Proposal of Haul-off Belt Drive for a Vertical Hose Packaging Machine

Seznam použitých veličin a jednotek

Označení	Veličina	Jednotka
d_p	Průměr válce pneumotoru	[mm]
F_{Rem}	Síla v potahovém řemenu	[N]
$F_{p1,p2,pp}$	Síly vyvozené pneumotory	[N]
i	Převod šnekové převodovky	[-]
m	Modul ozubení	[mm]
M_{k1}	Krouticí moment na vstupu šnekové převodovky	[Nm]
M_{k2}	Krouticí moment na výstupu šnekové převodovky	[Nm]
$n_{1,2}$	Otáčky na vstupu, výstupu šnekové převodovky	[min ⁻¹]
p	Pracovní tlak pneumotoru	[MPa]
P	Výkon elektromotoru	[kW]
r_1	Výpočtový poloměr ozubené řemenice	[mm]
$R_{b1,b2,h1,h2,p1}$	Reakční silové účinky	[N]
S_1	Činná plocha pístu pneumotoru	[mm ²]
z	Počet zubů ozubených kol	[-]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]

OBSAH

Seznam použitých veličin a jednotek	7
1 Úvod.....	10
2 Hadicové balicí stroje	11
2.1 Horizontální hadicové balicí stroje	17
2.2 Vertikální hadicové balicí stroje v ČR.....	17
2.2.1 Rám stroje	18
2.2.2 Zásobník a odvíjení folie.....	19
2.2.3 Tvarování folie	20
2.2.4 Potah folie	22
2.2.5 Svařovací a dělicí mechanismus.....	23
2.2.6 Dávkování	24
2.3 Světoví výrobci vertikálních balicích strojů.....	31
2.4 Přehled různých typů sáčků.....	32
3 Stávající varianta	33
3.1 Výkonové poměry stávající varianty.....	34
4 Ideové návrhy	36
4.1 Pohon posuvu bloků s potahovými řemeny.....	36
4.1.1 Varianta 1T.....	36
4.1.2 Varianta 2T.....	37
4.1.3 Varianta 3T.....	37
4.2 Pohon potahových řemenů	38
4.2.1 Varianta 1R	39
4.2.2 Varianta 2R	39
4.2.3 Varianta 3R	41

5	Vícekritériální výběr vhodné varianty	42
5.1	Výběr optimální varianty pohonu posuvu bloků.....	42
5.2	Výběr optimální varianty pohonu potahových řemenů	43
6	Konstrukční řešení	44
6.1	Návrh pohonu translace potahových bloků	47
6.1.1	Návrh lineárního pneumotoru	47
6.1.2	Návrh ozubeného převodu pastorek - hřeben	52
6.2	Návrh pohonu rotace řemenic potahových řemenů	56
6.2.1	Volba elektromotoru se šnekovou převodovkou	56
6.2.2	Návrh kuželového ozubeného převodu	60
6.2.3	Podsestava potahového bloku	65
7	Závěr.....	67
	Použité zdroje	68
	Seznamy	71
	Seznam obrázků.....	71
	Seznam tabulek.....	73
	Seznam použitého software	73
	Seznam příloh	74

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje. Téma vzniklo z důvodu zlepšení synchronizace pohonu potahových řemenů použitím pevné vazby mezi elektromotory. V současném řešení jsou tyto elektromotory synchronizovány pomocí řídicího systému.

Zadavatelem tématu je společnost Viking Mašek, a.s., která je výrobcem vertikálních hadicových balicích strojů a kompletních balicích linek.

Cílem práce je navrhnout pohon potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje tak, aby byla použita jedna pohonná jednotka místo stávajících dvou. Obdobně je třeba navrhnout mechanismus posuvu bloků nesoucích potahové řemeny opět s použitím jednoho motoru na místo dvou.

Pohony potahových řemenů a bloků je nutné navrhnout tak, aby byl zachován rozsah pohybu bloků a tedy i rozsah rozteče mezi hřídeli řemenic. Během posuvu bloků pak nesmí docházet k pootočení hřídelí, tím se předchází možným problémům při rozběhu stroje. Dále je potřeba, aby pohon posuvu bloků umožňoval samostředění celého mechanismu.

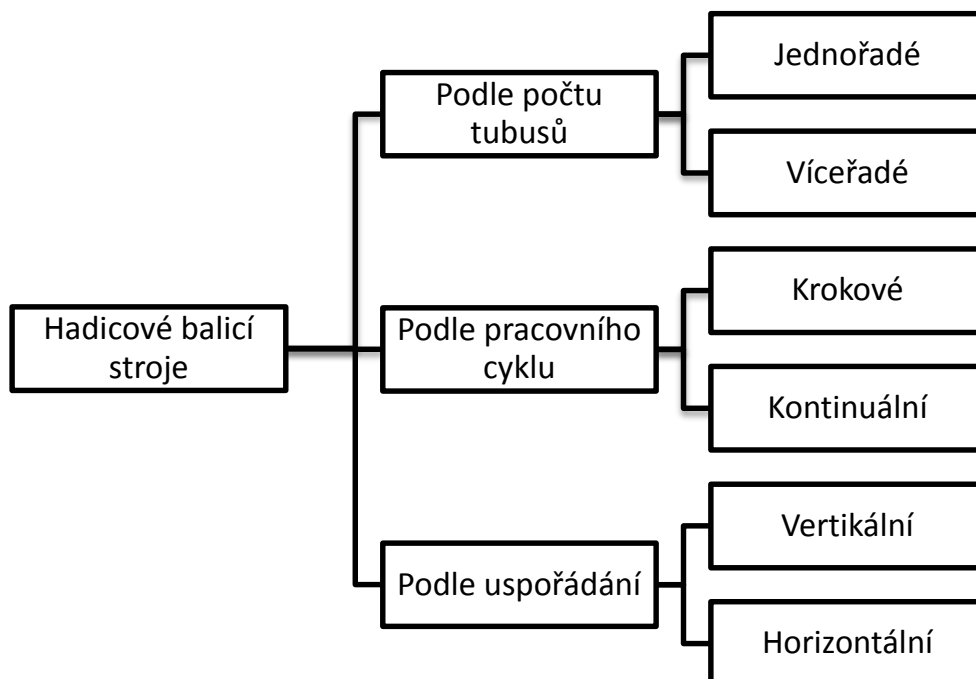
Postup v první fázi práce bude seznámení se s problematikou hadicových balicích strojů a následně návrh několika ideových variant řešení zadaného problému. Z navržených variant bude poté pomocí vícekritériálního hodnocení vybrána nejvhodnější varianta. Ta bude zpracována ve formě 3D modelu a výkresové dokumentace.

2 Hadicové balicí stroje

Hadicové balicí stroje jsou jedním z mnoha druhů balicích strojů. Nacházejí využití v mnoha průmyslových odvětvích. Například v dřevařství, tiskařství a papírnictví, nejvíce se však uplatňují v potravinářském průmyslu.

Hadicový balicí stroj je určen pro balení především sypkého a drobného kusového zboží do sáčků. Potištěná folie je odvíjena z bubnu a vedena pomocí sady rolen k límci, pomocí kterého je navlečena na tubus. Na tubusu je folie podélně svařena, tím vzniká obvod sáčku. Folie je pomocí řemenů tažena pod tubus, kde je stlačena čelistmi a příčně svařena, vzniká tak dno sáčku. Sáček je poté naplněn odpovídajícím množstvím baleného produktu. Plnění sáčku probíhá skrze tubus. Naplněný sáček je následně příčným svařením uzavřen na horním okraji, tím současně vzniká dno dalšího sáčku. Nakonec je uzavřený sáček odstřižen a odveden z prostoru stroje k sekundárnímu balení.

Tyto stroje lze dále podle jejich vlastností rozdělit do několika základních skupin. Blokové schéma základního rozdělení hadicových balicích strojů je znázorněno na Obr. 2.1.

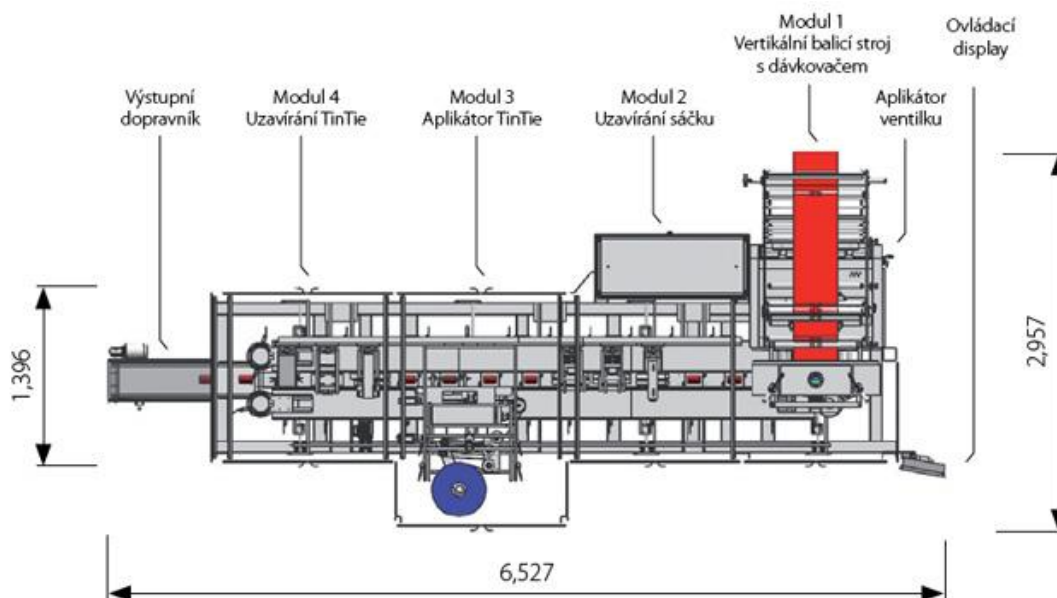


Obr. 2.1 Rozdělení hadicových balicích strojů

Stroje se v prozozech používají téměř výhradně jako součást automatických balicích linek. Děje se tak ze dvou důvodů. Prvním důvodem logistika, tedy balení již hotových sáčků k přepravě. Druhým důvodem pak bývá balení zboží do takového typu sáčku, který není možné balit na samostatném balicím stroji.

K balení sáčků k přepravě slouží linky, jejichž součástí je kartonovací stroj. Taková linka funguje následujícím způsobem. Zboží je přiváděno dopravníkem do násypky balicího stroje, kde je zabaleno do sáčků. Sáčky jsou dále odváděny dopravníkem do kartonovacího stroje. Tam probíhá sekundární balení hotových sáčků do kartonů určených k snadnější přepravě.

Příklad linky pro balení sáčku typu TinTie je zobrazen na Obr. 2.2. Balicí stroj je první modul této linky. Uvedená linka je určena pro balení zboží do opakovaně uzavíratelného sáčku. Tento typ sáčku nelze balit na samostatném balicím stroji, tudíž musí být balicí stroj součástí linky. Součástí sáčku TinTie je plastový pásek, jehož délka je větší než šířka baleného sáčku. Pásek je přiložen k hornímu okraji sáčku a ten je následně okolo pásku několikrát ovinut. Přesahující části pásku jsou poté ohnuty a přitlačeny na ovinutou část sáčku, jenž je tím uzavřen.



Obr. 2.2 Balicí linka s hadicovým strojem, umístěným vpravo [6]

Jednořadé balicí stroje

Balicí stroje s jedním tubusem se zpravidla používají k balení větších sáčků s určitým množstvím zboží. Jednořadý balicí stroj je zobrazen na Obr. 2.3.



Obr. 2.3 Jednořadý balicí stroj Velteko HSV 360 [7]

Víceřadé balicí stroje

Víceřadé balicí stroje mají obdobnou základní konstrukci i celkové rozměry jako jednořadé stroje, to je patrné z Obr. 2.4. Z toho tedy plyne, že tubusy jsou oproti jednořadým strojům znatelně menší. Používají se převážně k balení malých sáčků na několika tubusech umístěných paralelně. Typickým příkladem použití je balení jednotlivých porcí dochucovadel, např. cukr, kečup, hořčice nebo majonéza.

Víceřadý stroj se liší především způsobem potahování folie. To je řešeno úpravou spodních svařovacích čelistí. Tyto čelisti pak slouží nejen ke svařování sáčku, ale také jako úchopné a potahové.



Obr. 2.4 Tvarování folie na víceřadém stroji a celý víceřadý stroj [8]

Stejně jako jednořadý stroj i víceřadý tvoří sáčky z folie. Na folii jsou předtištěny řady sáčků a folie proto musí být dělena na pásy podle počtu tubusů stroje. K tomu slouží sada kotoučků s kaleným ostřím. Dále pak tyto stroje nemusí mít naváděcí límec. Místo límce navádí folii na tubus tvarovaný kotouč a klínová drážka umístěná proti kotouči. Tento způsob tvarování folie je zobrazen na Obr. 2.4. Celý stroj je zobrazen na

Hadicové balicí stroje krokové

Krokové stroje pracují s taktovaným pohybem folie resp. sáčku, kdy svařování sáčku probíhá za klidu. Nevýhodou těchto strojů je jejich nižší produktivita. Výhodou krokových strojů je jednoduchá konstrukce uzlu svařovacích čelistí. Ten je zde společně s oddělovacím mechanismem pevně uchyceny k rámu stroje.

Pro názornost je na Obr. 2.5 zobrazen krokový balicí stroj Viking Mašek ST560. Parametry tohoto stroje jsou uvedeny v Tab. 2.1.



Obr. 2.5 Víceřadý krokový balicí stroj Viking Mašek ST560 [9]

Výkon	do 80 taktů/min
Šířka sáčku	17-70 mm
Délka sáčku	40 – 200 mm
Váha stroje	800 kg
Příkon	6,5 kVA
Tlak vzduchu	6 bar
Spotřeba vzduchu	4 – 10 NI/takt
Rozměry stroje (d x š x v)	1700 x 1100 x 1800 mm

Tab. 2.1 Parametry stroje Viking Mašek ST560 [9]

Hadicové balicí stroje kontinuální

Kontinuální stroje pracují s nepřerušovaným pohybem folie. Jejich výhodou v porovnání s krokovými stroji je výrazně vyšší produktivita. Protože se folie stále pohybuje, je nutné, aby se svařovací čelisti při svařování sáčku pohybovaly souběžně s folií. Konstrukce kontinuálních strojů je tedy složitější, což je v porovnání s krokovými stroji nevýhodou. Kontinuální balicí stroj Viking Mašek Velocity je zobrazen na Obr. 2.6 a parametry tohoto stroje jsou uvedeny v Tab. 2.2.



Obr. 2.6 Kontinuální balicí stroj Viking Mašek Velocity [10]

Výkon	max. 300 sáčků/min.
Šířka sáčku	50 – 300 mm (250 mm)
Délka sáčku	90 – 1000 mm
Váha stroje	900 kg
Příkon	6 kVA
Tlak vzduchu	6 bar
Spotřeba vzduchu	0,2 NI/takt
Rozměry stroje (d x š x v)	1510 x 1120 x 1580 mm

Tab. 2.2 Parametry stroje Viking Mašek Velocity [10]

2.1 Horizontální hadicové balicí stroje

Horizontální balicí stroje se používají pro balení kusového zboží do sáčků, mají zpravidla kontinuální pracovní cyklus. Stroj je vybaven dopravníkem, kterým je přiváděno zboží k zabalení. K tvarování folie na hadici slouží tvarovací tunel. Po vytvarování je hadice podélně svařena pomocí svářecího kola nebo elektrostaticky. Dno sáčku je svařeno jedním ze dvou svařovacích ramen, která se střídají. Na Obr. 2.7 je zobrazen příklad horizontálního balicího stroje. [27]



Obr. 2.7 Horizontální balicí stroj BTH 17 [11]

2.2 Vertikální hadicové balicí stroje v ČR

V České republice vyrábí vertikální balicí hadicové stroje firmy Viking Mašek, a.s., Astro Vlašim, Velteko, s.r.o. a Nomatech, s.r.o. Stroje uvedených výrobců mají velmi podobnou konstrukci i výkonové parametry. V této podkapitole jsou proto popsány základní uzly vertikálního hadicového balicího stroje, potřebné proto, aby stroj plnil svou funkci. Tyto stroje jsou koncipovány modulárně, aby bylo možné rychle vyměnit některé části stroje a tím ho přizpůsobit balenému produktu. Uspořádání uzlů tohoto stroje je vidět na Obr. 2.8. Skladba stroje a jeho funkční uzly jsou popsány v následujících podkapitolách.



Obr. 2.8 Vertikální hadicový balicí stroj [12]

2.2.1 Rám stroje

Rám je základním nosným prvkem stroje. U vertikálních hadicových balicích strojů jsou rámy tvořeny konstrukcí svařenou z normalizovaných profilů, to je patrné z Obr. 2.8. V provozu je dynamika stroje poměrně vysoká. Zejména u krokových strojů, které se opakovaně rozjíždějí a zastavují. Proto jsou rámy robustní. U balicích strojů jsou rámy z nerezové oceli, protože se tyto stroje používají v potravinářském průmyslu, kde je to z hygienických důvodů nařízeno

příslušnou normou. Rám také zajišťuje ustavení stroje. Pro snadnější manipulaci se strojem bývají rámy větších strojů vybaveny pojezdovými koly. Po dopravení stroje na požadované místo se pojezdová kola zašroubují a stroj dosedne na patky, pomocí kterých je správně ustaven.

2.2.2 Zásobník a odvíjení folie

Folie se odvíjí z cívky, která slouží jako zásobník. Cívka může být poháněná nebo nepoháněná. Nepoháněná cívka se používá v součinnosti s potahováním pomocí univerzálních čelistí. Pokud jsou na stroji použity potahové řemeny, používají se poháněné cívky s folií. Pohon cívky lze řešit jako na Obr. 2.9 přenosem krouticího momentu na povrch cívky.



Obr. 2.9 Pohon svrchní vrstvy folie na cívce [14]

Motor s převodovkou, na jejímž výstupu je kotouč s radiálními gumovými kroužky, je upevněn na kyvném rameni a je dotlačován na cívku s folií vlastní hmotností. Jelikož má cívka s folií nezanedbatelné setrvačné účinky, musí být brzděna, aby se odvíjela rovnoměrně. Válec s folií je brzděn čelistovou brzdou, která je vidět v levé části na Obr. 2.9. Čelist brzdy je pomocí tyče spojena s kyvnou kladkou. Kyvná kladka působí vlastní hmotností na folii. Pokud se odvine větší množství folie než je potřeba, je čelist brzdy působením hmotnosti kladky přitlačena a odvíjení folie se zpomalí.

Výhoda tohoto řešení je, že rychlost folie se nemění se snižováním průměru cívky při odvinování folie. Není zde potřeba regulovat otáčky motoru a pohon je tak velmi levný. Naopak nevýhodný je pouze přímkový styk kotouče s folií.

Jedna z možností pohonu je pohánět přímo hřídel, na kterém je navinuta folie. Zde je však značná nevýhoda potřeba řízení otáček motoru, tak aby byla zajištěna konstantní rychlost folie při zmenšujícím se průměru cívky. Výhodou je lepší přenos krouticího momentu.

Dalším způsobem je pohon jednoho ze soustavy válců, které vedou folii k uzlu tvarování. Obdobně jako u prvního způsobu pohonu nezávisí rychlost na množství folie na cívce. Na hnaném válci je nutné zajistit dostatečný úhel opásání, aby měl válec s folií lepší kontakt. Nevýhodou je složitost soustavy válců, jenž je zde potřeba.

2.2.3 Tvarování folie

K tvarování folie slouží takzvaný límec a tubus. Límec se dodává společně s tubusem (Obr. 2.10) nebo samostatně (Obr. 2.11). Límec je nasazen na tubus, s malou radiální vůlí. Tato vůle zajišťuje navedení folie na tubus a tím je z ploché folie vytvořena hadice s podélným překladem. Rozměr sáčku se tvoří na vnitřním průměru krku límce. Každému tvaru a velikosti sáčku odpovídá určitý tvar tubusu s límcem.



Obr. 2.10 Sestava tubusu s kovovým límcem [13]

Vlastnosti límce jsou zásadně ovlivňovány materiálem, ze kterého je límec vyroben a s tím související technologií výroby. Límce se vyrábí z kovu nebo z kompozitu.

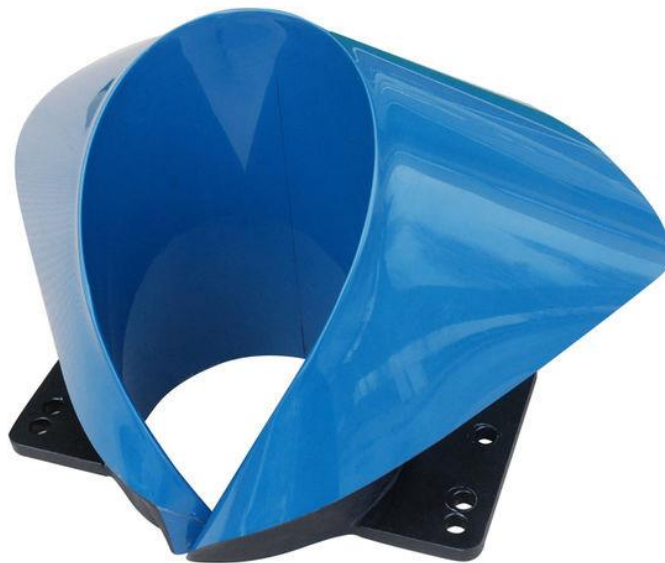
Kovové límce

Kovové límce jsou svařované ze dvou ohýbaných plechů. V porovnání s kompozitními límci nemají tak hladkou přechodovou hranu, nejsou tak elastické a otěruvzdorné. Jejich velkou výhodou jsou ale nižší výrobní a pořizovací náklady, při spolehlivé funkci.

Na Obr. 2.10 je také zobrazena teflonová tkanina, nalepená podélně na tubusu. Ta se používá ke snížení tření mezi folií a tubusem a zároveň pro ochranu tubusu před vysokou teplotou během svařování podélného svaru sáčku.

Kompozitní límce

Kompozitní konstrukce límce zobrazená na Obr. 2.11 spočívá v tom, že je límec vyroben z různých materiálů, jejichž vlastnosti se mohou zásadně lišit. Spojením těchto materiálů lze dosáhnout požadovaných vlastností límce. Např. povrch límce je vyroben z velmi tvrdé, pevné a otěruvzdorné vrstvy, zatímco korpus límce je vyroben z materiálu lehkého, který má nosnou funkci. [15]



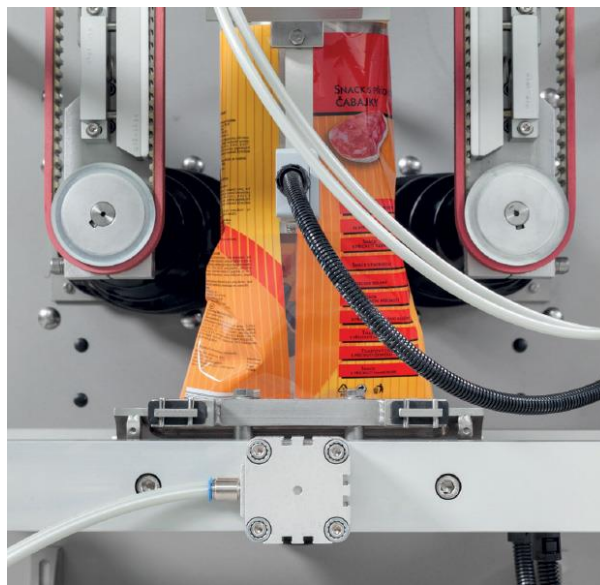
Obr. 2.11 Kompozitní límec [1]

2.2.4 Potah folie

Na vertikálních balicích strojích se používají dva základní způsoby potahování folie a to pomocí potahových řemenů nebo víceúčelovými čelistmi.

Potahové řemeny

Je to často používaný způsob potahu. Potahové řemeny jsou upevněny na pohyblivých blocích. Stroj pracuje s různými průměry tubusů, protože při změně velikosti sáčku se musí vyměnit tubus s límcem. Z toho vyplývá nutnost polohování potahových řemenů. Lze použít klasické nebo vakuové řemeny. Při použití vakuových řemenů je pomocí vývěvy generován podtlak, v řemenu jsou otvory, kterými se folie přisaje na řemen a je jím unášena. Klasické řemeny jsou přitlačovány na tubus a unášejí folii třením. Přítlačná síla je regulovatelná. Oba druhy řemenů lze použít pro krokové i kontinuální stroje. Řemeny jsou napínány pomocí pohyblivé horní řemenice. Používají se dva řemeny v uspořádání proti sobě, jak je patrné z Obr. 2.12 nebo jeden řemen se svařovací lištou namísto protějšího řemene. Použití jednoho řemene je zobrazeno na Obr. 2.13.



Obr. 2.12 Dvojice potahových řemenů [14]

Na některých strojích se místo řemenů používá pouze kol s vrstvou pryže po obvodu. Folie je pak po tubusu posouvána odvalováním po těchto kolech. Toto řešení není moc časté.

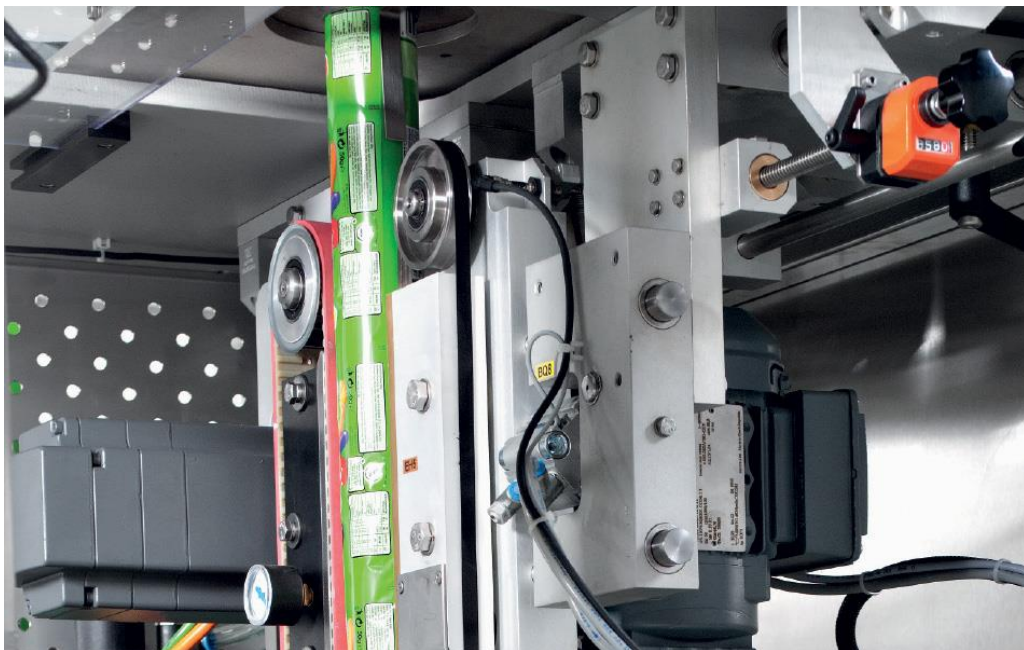
Víceúčelové čelisti

Používají se zejména na víceřadých strojích, kde není dost prostoru pro umístění řemenů. Podrobněji jsou čelisti popsány v následující podkapitole.

2.2.5 Svařovací a dělicí mechanismus

Svařovací mechanismy jsou na stroji dva. První svařování probíhá na tubusu, kde je umístěna podélná svařovací lišta. Obr. 2.13. Tato lišta svařuje folii ovinutou okolo tubusu a tím z folie vytváří hadici s podélným svarem. Jedná se o svar na zadní straně sáčku. Ten může být svařen jednostranně nebo oboustranně v závislosti na vlastnostech folie.

Umístění svařovacích lišt na tubusu závisí na druhu sáčku a počtu podélných svarů, které na něm jsou. U čtyřhranných sáčků to může být lišta jedna, ale i tři.



Obr. 2.13 Svařování a potahování folie [10]

Druhé svařování probíhá pod tubusem. Když folie opustí tubus, je sevřena do příčných svařovacích čelistí. Zde se v jednom kroku vytvoří vrchní svar sáčku a současně spodní svar následujícího sáčku, tedy jeho dno, příčné čelisti jsou zpravidla vybaveny břitem, který je umístěn přímo v těchto čelistech a po dokončení svařování odstříhne hotový sáček. Nad čelistmi jsou také dvě lišty, které po sevření čelistí brání pronikání baleného zboží do svaru. Příčné čelisti

mohou být uzpůsobeny i k potahu folie. Popsané uspořádání příčných čelistí je zobrazeno na Obr. 2.14.



Obr. 2.14 Příčné svařovací a dělicí čelisti [14]

U výkonných kontinuálních strojů bývají dva páry příčných čelistí, které svařují střídavě, tyto čelisti jsou zobrazeny na již uvedeném Obr. 2.6. Sáčky se svařují tepelně nebo ultrazvukově. Častěji se používá tepelné svařování, jelikož není tak náročné na přesnost svařovacích čelistí jako ultrazvukové svařování. To totiž vyžaduje, aby byly čelisti od sebe vždy ve stejné vzdálenosti. Při tepelném svařování je potřeba chránit povrch čelistí a tubusu před vysokou teplotou. To se provádí nalepením pásek ze samolepící teflonové tkaniny v místech svařování. Teflon zajišťuje tepelnou odolnost a zároveň snižuje tření mezi folií a tubusem.

2.2.6 Dávkování

Dávkovací mechanismy zajišťují dodání přesného množství balené suroviny do sáčku. Používají se různé dávkovací mechanismy v závislosti na požadované přesnosti dávkování a nákladech na samotný dávkovací mechanismus, důležitá je rovněž rychlost dávkování. Rozhodujícím faktorem pro volbu způsobu dávkování je však balená surovina. Dávkovače lze rozdělit podle principu jejich funkce do dvou kategorií, na objemové a hmotnostní.

Dávkovače mohou být stejně velké jako balicí stroje, na kterých pracují. Zvláště u strojů s menšími rozměry. Z tohoto důvodu jsou dávkovače často montovány

na portál, který slouží jako nosný prvek. Pod portálem je pak umístěn balicí stroj. U větších balicích strojů lze dávkovač namontovat přímo na stroj.

Objemové dávkovače

Dávka je odměřována na základě objemu balené suroviny, tedy velikostí a tvarem dávkovacího zařízení.

Klapkový dávkovač

Klapkové dávkovací zařízení zobrazené na Obr. 2.15 se používá pro dávkování granulí nebo sypkého zboží. Často se používá u víceřadých strojů. Dávkované zboží se přivádí do násypky dávkovače. Z té se zboží dostává nad střední rozvodnou lištu pomocí spojovacích trubek. Pod lištou se nachází plnicí trubky a soustava odměrných misek, uspořádaná ve dvou řadách, přední a zadní. Plnicí trubky jsou upevněny na klikovém mechanismu, který zajišťuje kyvný pohyb plnicích trubek. Ten je poháněn asynchronním motorem s frekvenčním měničem. Plnicími trubkami se střídavě plní vždy jedna řada odměrných misek, zatímco druhá řada se vysypává do tubusů. Nastavovat velikosti dávek lze i za chodu balicího stroje a nastavují se všechny misky současně. Maximální výkon dávkovače je 60 cyklů za minutu a objem je 18 litrů. Dávky se neoddělují prostřednictvím tření, tudíž je možné dávkovat velmi prašné zboží nebo zboží, které třením mění svoji charakteristiku. Klapkovým dávkovačem se nejčastěji používá pro prací prášek, cukr, sůl, rýži, čočku, krmné směsi nebo granuláty. [19]



Obr. 2.15 Klapkový dávkovač [19]

Šoupátkový dávkovač

Šoupátkové dávkovací zařízení je vhodné pro dávkování sypkého zboží, víceřadé provedení tohoto dávkovače je zobrazeno na Obr. 2.16. Skládá se z násypky, dávkovací a výsypané desky. Dávkovací deska má dvě pracovní polohy. Pod ní je nepohyblivě umístěna výsypaná deska. Do násypky je přivedeno zboží, to naplní otvory v dávkovací desce. Ta se poté přestaví nad výsypanou desku tak, že je násypka uzavřena a zboží propadá skrz výsypanou desku do tubusu. Pohon dávkovací desky zajišťuje pneumatický obvod. Objem násypky je 15 litrů. Přesnost dávek je $\pm 0,1$ g. Maximální výkon je 50 cyklů za minutu. Dávkuje se cukr, sůl, pepř, mák, granulovaná káva, práškové cappucino, atd. [20]



Obr. 2.16 Šoupátkový dávkovač [20]

Rotační objemový dávkovač

Tento dávkovač je tvořen násypkou a karuselem s odměřovacími kapsami, které mají tvar trubek a jsou výsuvné. Karusel je umístěn pod násypkou, jak je zobrazeno na Obr. 2.17. Dávkování probíhá nepřetržitým otáčením karuselu. Kapsy se plní zbožím, přičemž se vždy jedna kapsa vysypává do tubusu a plní tak sáček. Karusel je poháněn asynchronním motorem s frekvenčním měničem pro regulaci rychlosti otáčení. Velikost dávky se nastavuje vysunutím nebo zasunutím trubek, tedy změnou objemu kapes (2000 až 5000 cm^3 [23]). Rotační dávkovač je určen k dávkování sypkého zboží.[22]



Obr. 2.17 Rotační objemový dávkovač [22]

Šnekový dávkovač

Je vhodný pro dávkování práškových produktů, jako jsou např. mletá káva, sušené mléčné výrobky, mouka, prací prášky nebo pudring. Dávkovač se skládá z násypky o objemu 15 l, pod níž je v plnicí trubce umístěn šnek. Minimální průměr trubky je proto omezen na 25 mm. Velikost dávky je řízena nastavením otáček šneku. Otáčky lze nastavit i za chodu dávkovače pomocí řídicího systému. Maximální výkon je 30 až 40 cyklů/min, přesnost dávkování je $\pm 0,2$ g. Šnekový dávkovač je charakteristický nízkými náklady, jednoduchostí a spolehlivostí. Vyrábí se ve vertikálním (viz. Obr. 2.18) i horizontálním provedení [24]



Obr. 2.18 Šnekový dávkovač vertikální [17]

Pístový dávkovač

Pístový dávkovač, zobrazený na Obr. 2.19, je určen pro dávkování tekutin. Jde v podstatě o axiální pístové čerpadlo. Pohybem pístu vzniká v komoře podtlak a dochází k nasátí dávkované tekutiny. Ta je následně zpětným pohybem pístu vytlačena do plnicí trubky, která je protažena tubusem a vede tekutinu až do sáčku. Plnicí trubky jsou osazeny uzavíracími ventily, aby nedošlo k proniknutí tekutiny do svaru sáčku. Maximální výkon je 30 až 40 cyklů/min, objem dávky je 1 až 250 ml. Objem nálevky je 12 l. [25]



Obr. 2.19 Pístový dávkovač [25]

Zubové dávkovací zařízení

Součástí dávkovacího zařízení jsou dvě zubová čerpadla, pomocí prvního je odměřena požadovaná dávka tekutiny a druhým čerpadlem je poté dávka tlakována. Dávkovač je schopen pracovat za vysokých teplot (až 300°C). Maximální výkon je 40 dávek/min. Přesnost dávky je až 0,01% v závislosti na dávkované tekutině. Dávkuje se šampony, rostlinné oleje, sirupy, pleťové vody nebo glyceriny. [26]

Hmotnostní dávkovače

Správné množství zboží je odměřováno jeho zvážením. Jsou dva druhy těchto dávkovačů. První váží jen balený produkt, zatímco druhý druh váží celý dávkovač a porovnává hmotnost prázdného dávkovacího zařízení s naplněným.

Šnekový dávkovač vážený

Jedná se o variantu objemového šnekového dávkovače, který má navíc váhy. Vážen je celý šnek i s dávkovaným zbožím.

Lineární váhy

Vibrační lineární dávkovací váhy se používají k dávkování drobného kusového nebo sypkého zboží jako jsou kusové i drhnuté koření a bylinky, těstoviny, krmné směsi, ale i šroubky nebo těsnění. Zařízení má 2 části, násypku a dávkovač s vibračním mechanismem, jenž slouží jako pohon. Násypka je rozdělena na čtyři samostatné komory, jak je patrné na Obr. 2.20, jejichž počet odpovídá počtu tubusů stroje. Samotný dávkovač se skládá z několika kaskád, kde jsou dávky váženy. Počet kaskád je odvozen od požadovaného výkonu dávkovače. Váhy jsou řízeny počítačem, tím jsou také nastavovány dávky. S přesností vážení $\pm 0,05\text{g}$ patří tyto dávkovače k nepřesnějším. Maximální výkon pro 1 tubus je 15 dávek za minutu. [21]



Obr. 2.20 Lineární váhy [21]

Kombinační váhy

Kombinační váhy se vyznačují velmi vysokými výkony a zároveň jsou velice přesné. Kombinační váhy se skládají ze dvou řad misek, uspořádaných ve dvou kruzích nad sebou, jak je zobrazeno Obr. 2.21. Jeden kruh je vážící a druhý dávkuje navážené zboží. Nad miskami se nachází vibračně poháněná násypná korýtka, která rozvádí dávkované zboží do jednotlivých misek. Misky jsou ovládány krokovými servomotory. Princip funkce je vybrání takové kombinace misek, která nejpřesněji odpovídá požadované dávce. Po zvážení a vybrání určitých misek se tyto otevřou a nechají propadnout dávku do tubusu. Velikost dávky a počet misek, ze kterých bude dávka složena, se nastaví v řídicím systému vah. Hmotnost dávek se snímá tenzometrickými čidly s elektronickým tlumením vibrací. Kombinačními váhami lze dávkovat brambůrky, suché plody, cukrovinky, cereálie, hranolky, mraženou zeleninu, šroubky, hmoždinky, podložky nebo elektrické součástky. Maximální výkon vah je 110 dávek za minutu (pro drobné kusové zboží až 300 dávek za minutu). Velikost dávky se pohybuje v rozmezí 1 – 5000 g. [2]



Obr. 2.21 Kombinační dávkovací váhy
Yamato [2]

2.3 Světoví výrobci vertikálních balicích strojů

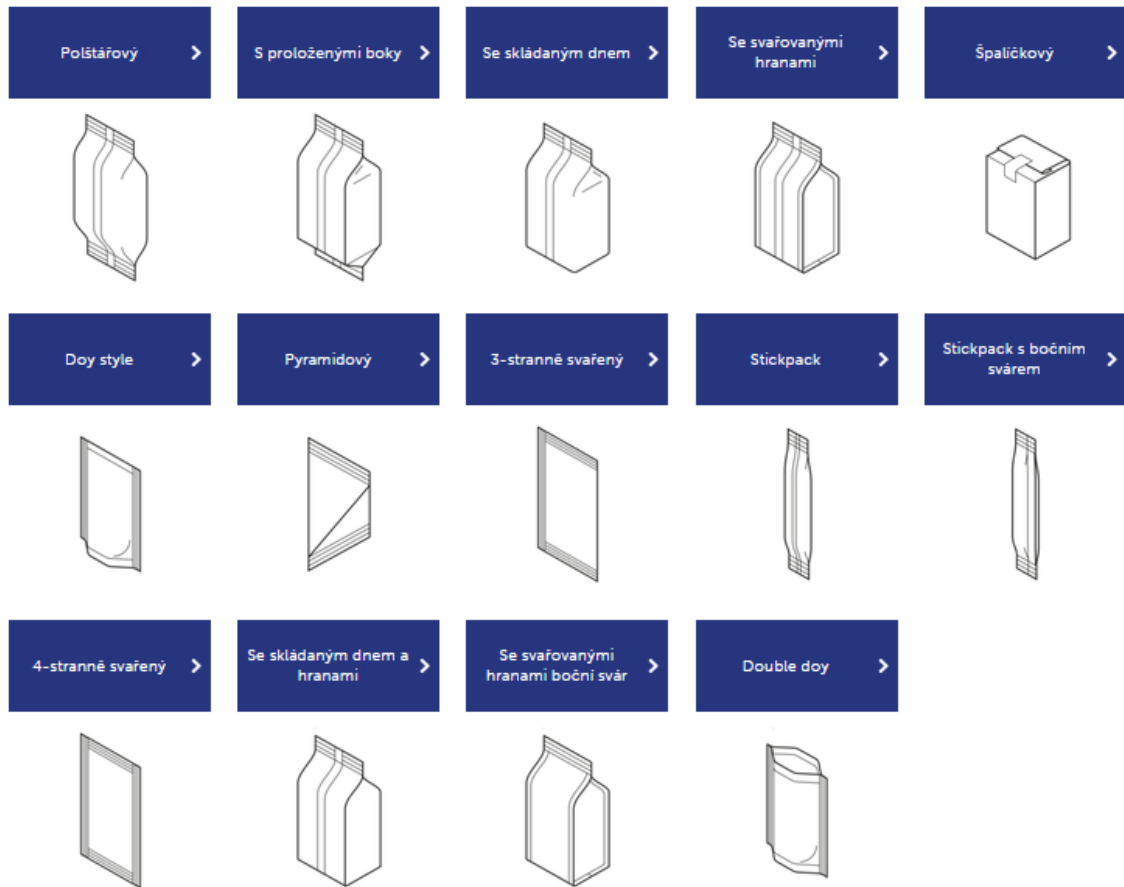
Mezi velké světové výrobce balicích strojů patří divize balicích strojů Bosch Packaging, Wolf Verpackungsmaschinen GmbH, ULMA Packaging, ILAPAK nebo Rovema. Obdobně jako u nás i ve světě je koncepce a stavba těchto strojů velmi podobná. Stejně tak výkonové parametry strojů. Rozdíly jsou v příslušenství nabízených k těmto strojům.

Pro názornost je uveden příklad balicího stroje firmy Wolf VPC 250, z Obr. 2.22 je patrné, že konstrukce stroje se v podstatě neliší od tuzemských výrobců.



Obr. 2.22 Stroj Wolf VPC 250 [16]

2.4 Přehled různých typů sáčků

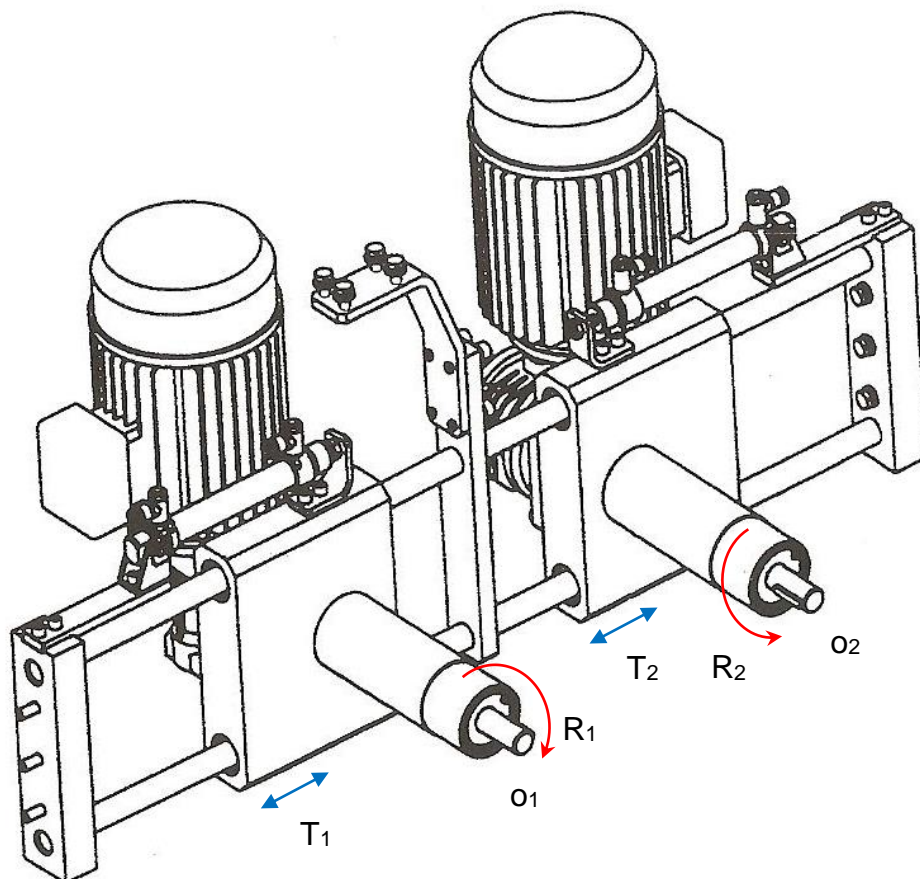


Obr. 2.23 Přehled tvarů sáčků tvořených balicími stroji [18]

Na Obr. 2.23 jsou zobrazeny typy sáčků, do kterých se balí zboží na vertikálních balicích strojích. Použitý typ a tvar sáčku částečně závisí na baleném produktu a jeho vlastnostech, ve většině případů je však volen provozovatelem balicího stroje. Volba sáčku je pak spíše záležitostí designu a atraktivnosti balení.

3 Stávající varianta

Řešení, v současnosti používané firmou Viking Mašek, a.s. je zobrazeno na Obr. 3.1. Konstrukce se skládá z nosné části, kterou tvoří dvě bočnice z plechu o tloušťce 25 mm. Bočnice jsou spojeny s rámem stroje šesti šrouby M10 x 45. Do bočnic jsou nalisovány dvě vodící tyče o průměru 20 mm. Vodící tyče nesou dva potahové bloky. Oba bloky jsou vedeny čtyřmi valivými vodícími pouzdry. Na blocích jsou uchyceny dvě trubky, ve kterých jsou uloženy hřídele, pohánějící potahové řemeny.



Obr. 3.1 Stávající řešení pohonu potahových řemenů

Poháněny jsou obě spodní řemenice potahových řemenů. Oba řemeny jsou poháněny zvlášť. Pohon obstarává asynchronní elektromotor o výkonu 0,37 kW a kompaktní šneková převodovka s převodem $i = 7$ a vstupními otáčkami 1330 min^{-1} . Potahové bloky jsou polohovány a dotlačovány na tubus dvojicí pneumotorů. Pneumotory nejsou mechanicky synchronizovány. Tlakové médium

je do nich vedeno hadicemi o stejné délce, tím je zaručeno relativně souběžné vysouvání pneumotorů.

Pohony rotací i translací jsou v současné variantě navrženy a dimenzovány na základě několika desítek let zkušeností firmy Viking Mašek, a.s. s výrobou balicích strojů. Funkce navrhovaných pohonů bývá pak ověřována experimentálně.

Pohyby mechanismu jsou patrné z Obr. 3.1. Konkrétně se jedná o translační pohyb potahových bloků T_1 , T_2 a rotační pohyb řemenic potahových řemenů R_1 , R_2 kolem os o_1 , o_2 .

3.1 Výkonové poměry stávající varianty

Pro kontrolu návrhového výpočtu potřebného krouticího momentu je vypočten krouticí moment, přenášený pohonem na řemenici potahového řemenu.

Parametry na vstupu šnekové převodovky:

- $P = 0,37 \text{ kW}$
- $i = 7$
- $n_1 = 1330 \text{ min}^{-1}$

Výkon na vstupu převodovky.

$$P = M_k \cdot \omega \quad (3.1)$$

Vztah pro krouticí moment vzniká po úpravě základní rovnice pro výkon (3.1).

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot 60}{2\pi n} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (3.2)$$

Dosažením hodnot do rovnice (3.2) je vypočten krouticí moment na vstupu převodovky.

$$M_{k1} = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 370}{\pi \cdot 1330} = 2,66 \text{ Nm} \quad (3.3)$$

Otáčky na výstupu šnekové převodovky jsou stanoveny pomocí převodu šnekové převodovky rovnicí (3.4).

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1330}{7} = 190 \text{ min}^{-1} \quad (3.4)$$

Po dosazení výstupních otáček získaných z rovnice (3.4) je v rovnici (3.5) vypočten krouticí moment na výstupu převodovky.

$$M_{k2} = i \cdot M_{k1} \cdot \eta = 7 \cdot 2,66 \cdot 0,7 = 13 \text{ Nm} \quad (3.5)$$

Výstupní krouticí moment M_{k2} je přenášen hřídelem na řemenici potahového řemenu. Hřídel je uložen v trubce upevněné k potahovému bloku.

Z krouticího momentu na řemenici je dosazením do rovnice (3.6) stanovena síla přenášená do potahového řemenu. Síla působí na poloměru r_1 , což odpovídá polovině výpočtového průměru ozubené řemenice.

$$F_{rem} = \frac{M_{k2}}{r_1} = \frac{18,6}{0,038195} = 487 \text{ N} \quad (3.6)$$

Výpočet přítláčné síly potahového řemenu na tubus

Použitý pneumotor Festo DSNU má zdvih $h = 125 \text{ mm}$ a průměr pístu $d = 20 \text{ mm}$. Pracovní tlak pneumotoru se běžně pohybuje v rozmezí $0,2 - 0,23$, ve špičce až $0,4 \text{ bar}$.

Činná plocha pístu je stanovena vztahem (3.7).

$$S_1 = \frac{\pi \cdot dp^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 314,16 \text{ mm}^2 \quad (3.7)$$

Síla vyvozená pneumotorem je pak dle vztahu (3.8).

$$F_{p1} = p \cdot S_1 \cdot \eta = 0,2 \cdot 314,16 \cdot 0,83 = 47,124 \text{ N} \quad (3.8)$$

4 Ideové návrhy

Úkolem je vyřešit dva problémy, které spolu souvisejí. Jedná se o návrh pohonu řemenic potahových řemenů a pohon posuvu a dotlačování bloků, nesoucích potahové řemeny. Tyto dva problémy jsou řešeny nejprve zvlášť a poté jsou navrženy ideové návrhy řešení.

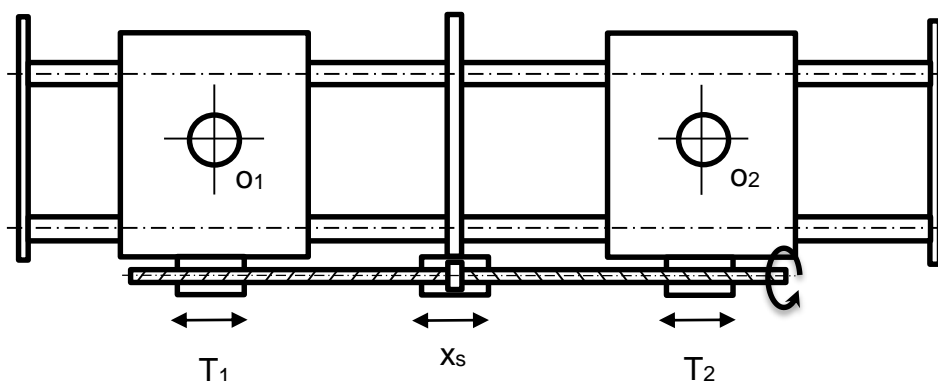
4.1 Pohon posuvu bloků s potahovými řemeny

Mechanismus posuvu bloků musí mít schopnost samostředění. Toho lze dosáhnout plovoucím uložením celého mechanismu nebo některé jeho části. Současně s tím je nutné, aby oba bloky po dotlačení na tubus vytvářely stejné silové účinky.

Pro řešení pohonu bloků přichází v úvahu použití jednoho pneumotoru s táhly, umístěného s osou kolmo na směr pohybu bloků.

4.1.1 Varianta 1T

Jako jedna z možností realizace translace T_1 a T_2 byl uvažován pohybový šroub se závit s pravým a levým smyslem stoupání.

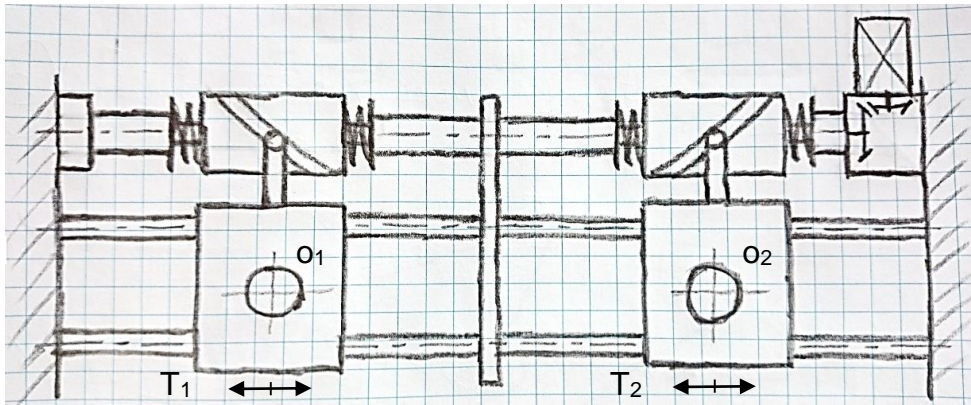


Obr. 4.1 Pohybový šroub s protichůdným smyslem stoupání

Uložení šroubu musí umožňovat posuvný pohyb v malém rozsahu, aby se bloky centrovaly na tubus. To komplikuje konstrukci uložení pohybového šroubu, aby byl umožněn translační pohyb šroubu v malém rozsahu x_s . Příklad mechanismu s pohybovým šroubem je na Obr. 4.1.

4.1.2 Varianta 2T

Další možností je použití dvou vaček na společném hřídeli s drážkami s protichůdným smyslem stoupání. Vačkový mechanismus je znázorněn na Obr. 4.2, s použitím pružin pro dotlačení a středění bloků k tubusu. Výhodou tohoto mechanismu je jeho jednoduchost.

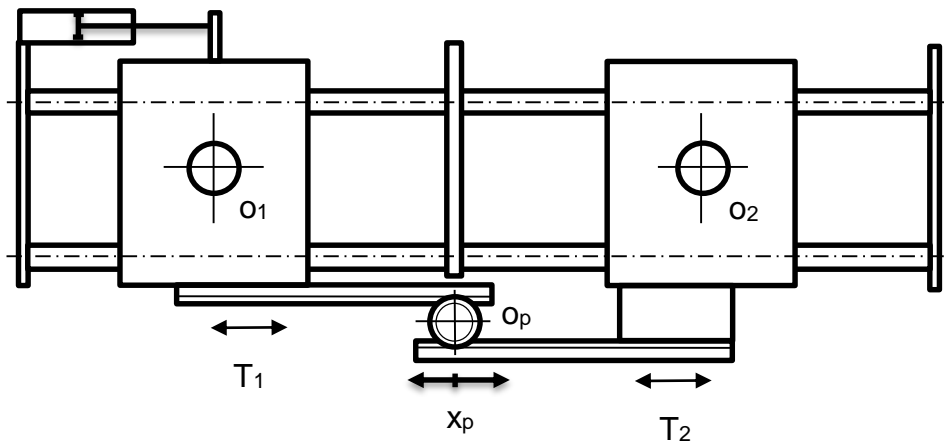


Obr. 4.2 Vačkový mechanismus

Použití vaček však má poměrně velkou nevýhodu. S rostoucím posuvem bloků roste potřebný průměr i délka vačky. Kromě vysokých nároků na zástavbový prostor to s sebou nese další problém v podobě nárůstu hmotnosti celého mechanismu.

4.1.3 Varianta 3T

Další možností je použití ozubených hřebenů s pastorkem. Mechanismus se skládá ze dvou ozubených hřebenů v uspořádání proti sobě. Hřebeny jsou připevněny na potahové bloky. Do hřebenů zabírá pastorek, umístěný mezi nimi (Obr. 4.3). Pastorek musí být uchycen takovým způsobem, který bude umožňovat posuv pastorku a tím i středu celého mechanismu v malém rozsahu ($\pm x_p$). Při umístění pohonu na jeden z bloků je pak při posuvu bloku dosaženo stejného posuvu druhého bloku v protichůdném směru.



Obr. 4.3 Mechanismus ozubený pastorek hřeben s pneumatickým pohonem

Velkou výhodou je možnost použití ozubených hřebenů i pastorku dostupných na trhu. Další výhodou mechanismu je eliminace vlivu různých setrvačností obou bloků, když uvažujeme motor upevněný na jednom z bloků. Jeden z bloků může být polohován pomocí pneumotoru, čímž je možné velmi jednoduše regulovat přítlačnou sílu bloků. Aby byl mechanismus samostředící, je třeba umožnit ose pastorku translační pohyb do stran ($\pm x_p$). To lze celkem jednoduše provést například pomocí čepu v drážce.

Po zhodnocení výhod a nevýhod uvedených možností se jako nejlepší způsob posuvu bloků jeví použití dvou ozubených hřebenů s plovoucí osou pastorku o_p .

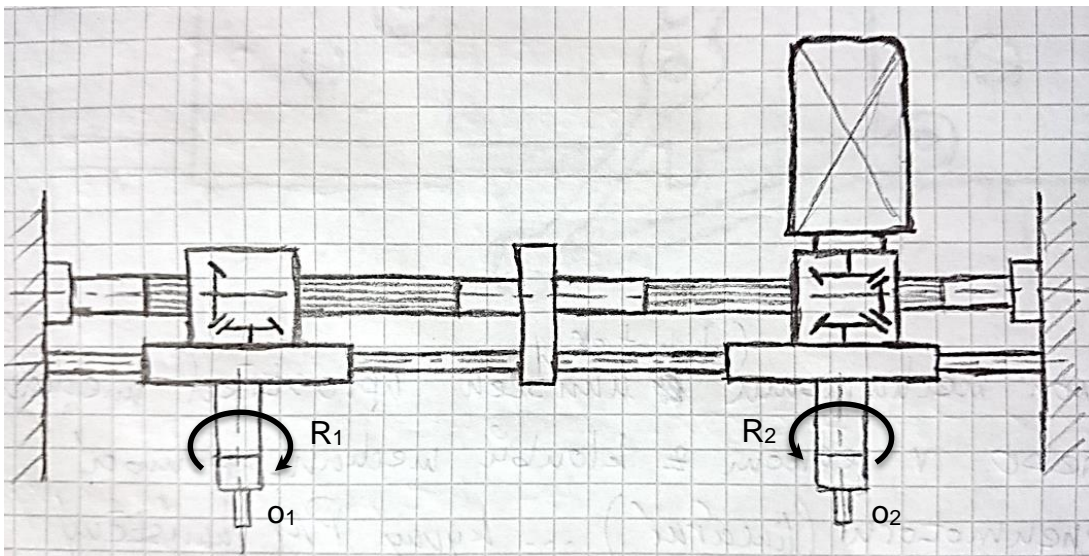
4.2 Pohon potahových řemenů

Jádro problému spočívá v potřebě přenést krouticí moment z motoru na obě řemenice tak, aby smysl otáček řemenic byl protichůdný a současně aby navržený pohon umožňoval translační pohyb T_1 a T_2 potahových bloků s řemenicemi.

Pro řešení přenosu krouticího momentu byly uvažovány tři koncepce pohonu. Použití výsuvného hřídele, použití pevného rozvodového hřídele s posuvnými převodovkami a použití ozubeného řemenu.

4.2.1 Varianta 1R

Pohon pomocí drážkování s pohyblivými převodovkami. Přenos krouticího momentu zde zajišťuje oboustranně uložený drážkovaný hřídel se dvěma převodovkami s dutým hřídelem. Převodovky jsou součástí bloků a pohybují se s nimi po hřídeli. Stejný smysl otáčení řemenů je zajištěno uspořádáním převodovek proti sobě (Obr. 4.4). Motor je umístěn na jednom z bloků, proto je vhodné k pohonu bloků použít pastorek hřeben, z důvodů popsaných výše.



Obr. 4.4 Mechanismus s posuvnými převodovkami

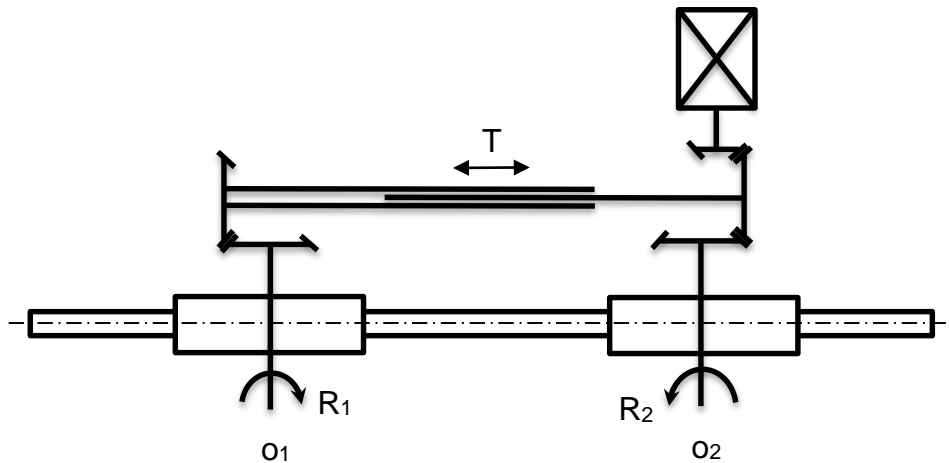
Bylo uvažováno i uspořádání se třemi převodovkami tak, aby mohl být motor umístěn pevně na středové výstuži vedení nebo na jednom z konců drážkovaného hřídele. Tato možnost přes svoji výhodu stejné hmoty obou bloků nebyla použita, protože není výhodná z hlediska nákladů, rozměrů a hmotnosti.

Problémem z hlediska potřebného prostoru u této varianty může být nutnost použít pouzdro s vnitřním drážkováním nalisované do dutého hřídele převodovky. Pokud by pak rozměry převodovek nedovolovaly potřebné sjetí bloků k sobě, je zde možnost využít otevřeného převodu kuželovými ozubenými koly a zmenšit tak zástavbové nároky celého mechanismu.

4.2.2 Varianta 2R

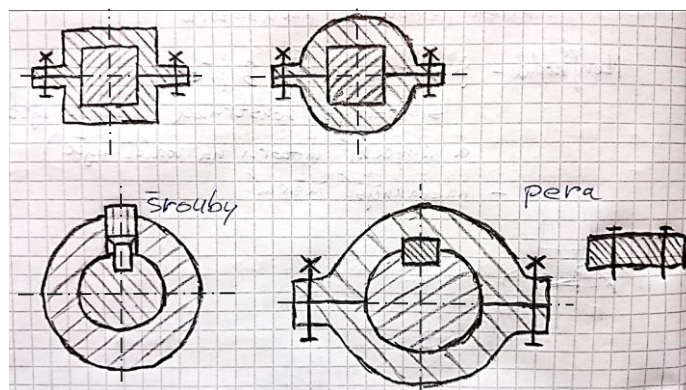
Pohon pomocí výsuvného hřídele. Přenos krouticího momentu je realizován drážkovaným hřídelem, který se zasouvá do trubky s odpovídajícím vnitřním drážkováním. To umožňuje současně i translační pohyb. Tento mechanismus je

schematicky zobrazen na Obr. 4.5. Při použití mechanismu ozubený hřeben pastorek je i zde výhodné umístit motor na jeden z bloků a použít tak jen dvě převodovky namísto tří.



Obr. 4.5 Mechanismus s výsuvným hřídelem

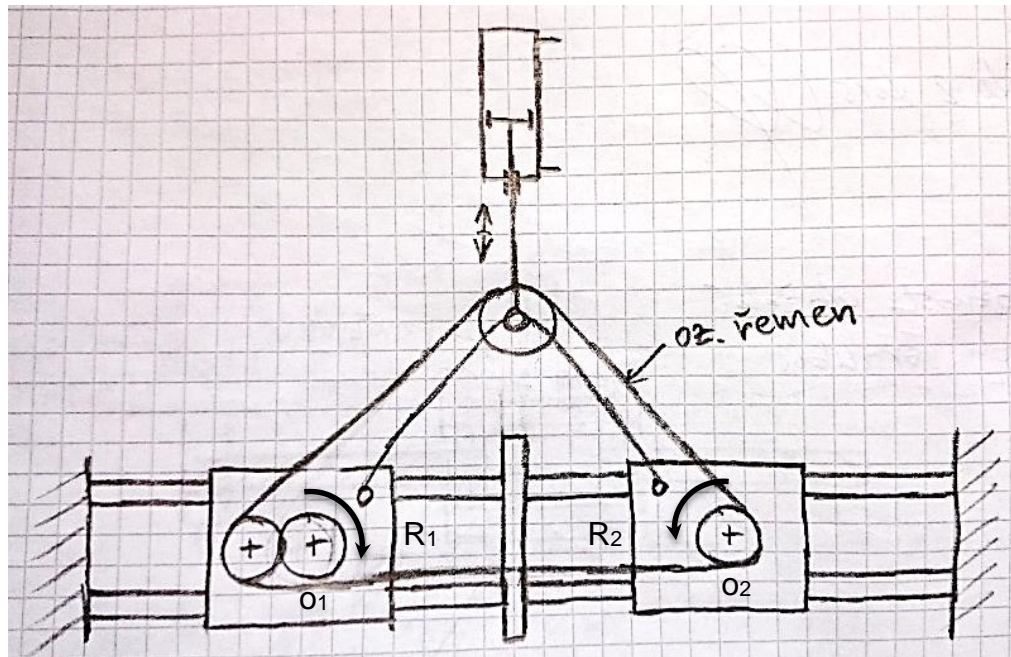
Pro tuto variantu bylo uvažováno použití čtyřhranné tyče, která by se zasouvala do trubky s odpovídajícím vnitřním profilem. Je však možné použít i jiné prostředky k přenosu krouticího momentu, například drážku v tyči a šrouby s dřívky našroubovanými v trubce. Trubka by mohla být sešroubována ze dvou kusů, podobně jako u svěrné spojky. Možnosti realizace tvarového spoje jsou na Obr. 4.6.



Obr. 4.6 Možnosti provedení výsuvného hřídele

4.2.3 Varianta 3R

K pohonu potahových řemenů je použit ozubený řemen. Ten musí být při sjíždění bloků k sobě napínán pomocí pohyblivé řemenice, aby byla zachována geometrie mechanismu. K tomuto účelu je vhodné připojit pohon bloků pomocí pneumotoru s táhly, jak je znázorněno na Obr. 4.7. Pneumotor při zasouvání posouvá bloky k sobě a zároveň napíná ozubený řemen.



Obr. 4.7 Mechanismus s ozubeným řemenem

Umístění pneumotoru kolmo ke směru pohybu bloků zvyšuje zástavbové rozměry mechanismu, což je značně nevýhodné. Táhla se při pohybu blízko úvratím mohou přičít a jsou zatížena ohybovým momentem, to je další problém tohoto řešení. Kvůli potřebě otočit smysl otáček pak musí být na jednom z bloků převod, tudíž mechanismus není symetrický. Aby byl mechanismus samostředící, je nutné upevnit pneumotor s možností kyvného pohybu. To může být s ohledem na pevnou délku táhel problematické.

5 Vícekriteriální výběr vhodné varianty

Optimální varianta bude zvolena pomocí srovnávací metody. Na základě vybraných kritérií budou varianty vzájemně porovnány. Varianty budou hodnoceny podle pozic, varianta nejlépe splňující dané kritérium je hodnocena 1, nejhůře splňující varianta pak číslem 3. Optimální varianta pak bude vybrána na základě nejmenší sumy z umístění.

Nejprve je tedy nutné stanovit kritéria. Ta byla stanovena následovně:

- Složitost pohonu (počet součástí)
- Náročnost montáže
- Náročnost údržby
- Počet vyráběných dílů
- Cena
- Spolehlivost a životnost

5.1 Výběr optimální varianty pohonu posuvu bloků

Kritérium	Varianta 1T	Varianta 2T	Varianta 3T
Složitost pohonu	3	1	2
Náročnost montáže	3	2	1
Náročnost údržby	3	2	1
Počet vyráběných dílů	1	2	3
Cena	1	2	3
Spolehlivost a životnost	3	2	1
SUMA	14	11	10

Tab. 5.1 Hodnocení navržených variant

Na základě vyhodnocení Tab. 5.1 je pro detailní rozpracování nejvhodnější Varianta 1, Pohon pomocí drážkování s pohyblivými převodovkami. Tento návrh kombinuje výhody použití ozubeného pastorku se dvěma ozubenými hřebeny a použití pevně uloženého drážkovaného hřídele, kde je snížen počet pohybujících se hmot.

5.2 Výběr optimální varianty pohonu potahových řemenů

Kritérium	Varianta 1R	Varianta 2R	Varianta 3R
Složitost pohonu	2	1	3
Náročnost montáže	1	2	3
Náročnost údržby	1	2	3
Počet vyráběných dílů	3	2	1
Cena	3	2	1
Spolehlivost a životnost	1	2	3
SUMA	10	11	14

Po zhodnocení výhod a nevýhod uvedených možností se jako nejlepší způsob posuvu bloků jeví použití dvou ozubených hřebenů s plovoucí osou pastorku o_p .

Vhodnými kombinacemi pohonu řemenů s vybranými způsoby pohonu bloků byly navrženy tři varianty konstrukce uzlu potahových řemenů.

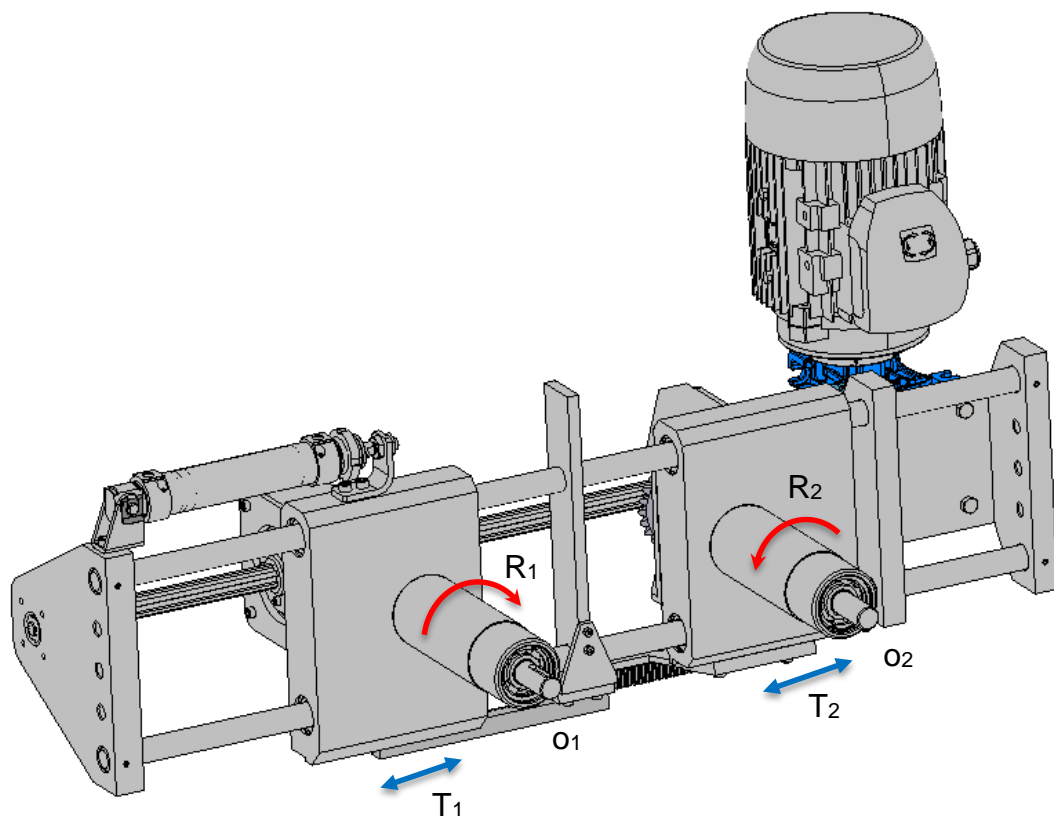
Jako optimální varianta konstrukce se dle předešlých tabulek jeví spojení varianty 3T s variantou 1R, tedy použití pohyblivých převodovek společně s ozubeným pastorkem a hřebeny.

Toto řešení bylo vybráno jako nejvhodnější i firmou Viking Mašek, a.s.

6 Konstrukční řešení

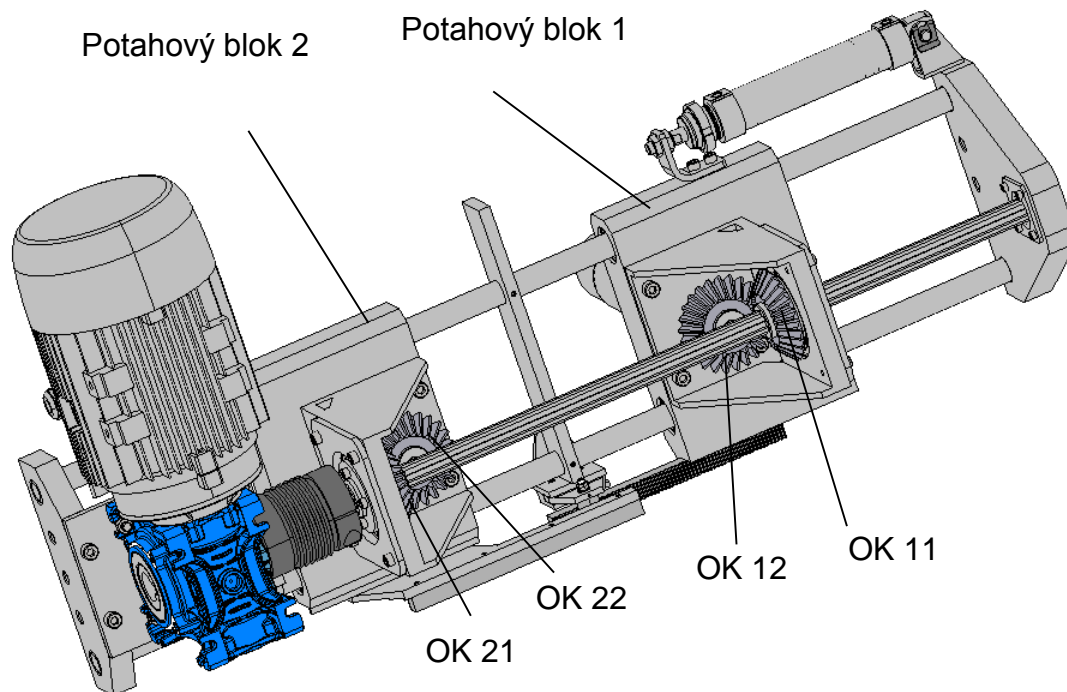
Při návrhu konstrukce celého uzlu potahu folie se vychází ze stávajícího řešení tak, aby bylo možné zachovat co nejvíce součástí již použitých. Nejprve bude navržen pohon potahových bloků pro realizaci translačního pohybu T_1 a T_2 potahových bloků. Poté bude navržen pohon rotace R_1 a R_2 řemenic potahových řemenů.

Navržená konstrukce mechanismu potahových řemenů vychází z vybraného ideového návrhu. Součástí konstrukce měly být kuželové převodovky. Ty však rozměrově nevyhovovaly, jelikož jejich použití by znemožnilo dodržení požadované minimální rozteče os řemenic potahových řemenů. Namísto kuželových převodovek jsou proto ve výsledné konstrukci použity otevřené ozubené převody. Konstrukční řešení celého mechanismu potahu folie je vyobrazeno na Obr. 6.0.



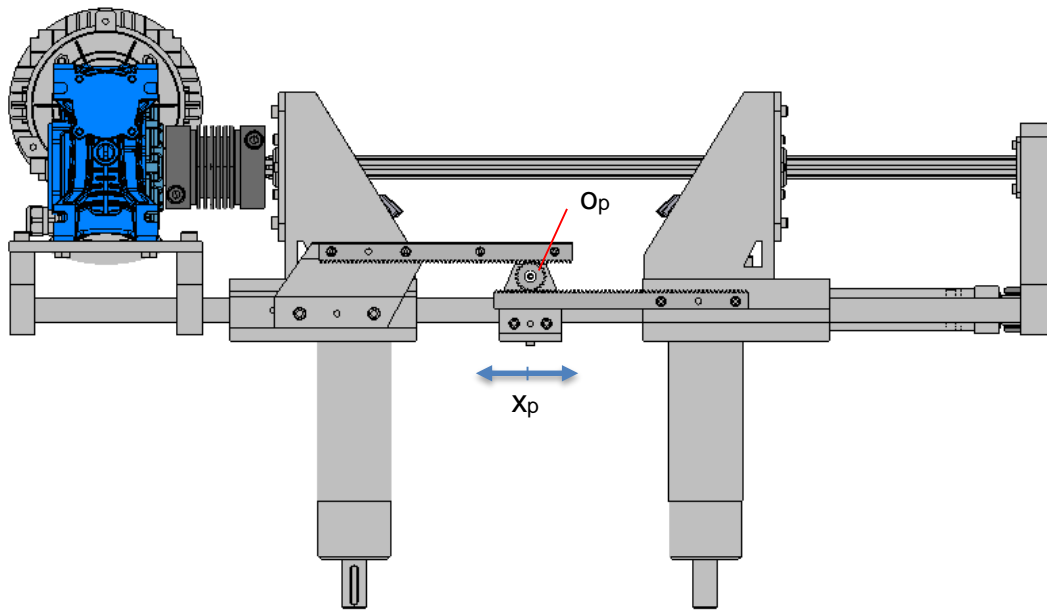
Obr. 6.0 Navržená konstrukce mechanismu potahu folie

Na Obr. 6.1 je zobrazen zadní pohled na navržený mechanismus potahu folie. Jsou zde také označeny některé prvky mechanismu.



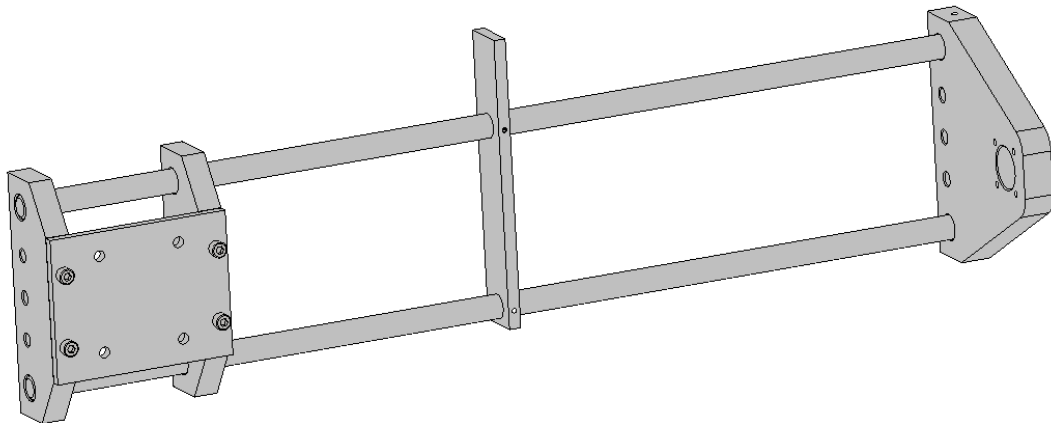
Obr. 6.1 Navržené řešení pohonu potahových řemenů – zadní pohled

Z Obr. 6.2 je patrný způsob uchycení šnekové převodovky k rámu a ozubený převod pastorek – hřeben s plovoucí osou pastorku o_p .



Obr. 6.2 Navržené řešení pohonu potahových řemenů – spodní pohled

Nosná část mechanismu zůstává velmi podobná stávajícímu řešení. Navrhované řešení vyžadovalo úpravu bočnic na obou stranách mechanismu. Zachovány zůstaly vodící tyče a jejich uložení do bočnic a stejně tak středová výztuha mechanismu. Vodící tyče jsou do bočnic uloženy s malou vůlí a jsou axiálně zajištěny pomocí stavěcích šroubů M5 x 10 DIN 913. Nosná část potahového mechanismu je zobrazena na Obr. 6.3. Bočnice jsou blíže popsány v následujících podkapitolách.



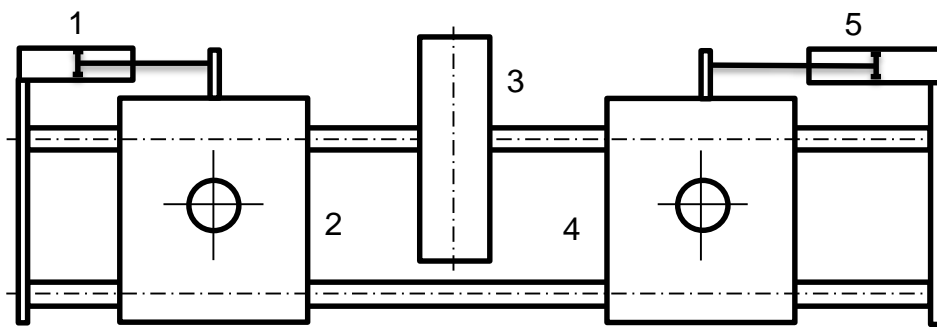
Obr. 6.3 Nosná část potahového mechanismu

6.1 Návrh pohonu translace potahových bloků

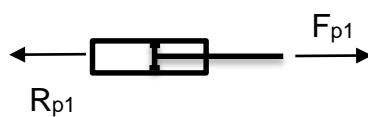
Na základě vybrané varianty řešení budou potahové bloky poháněny jedním lineárním pneumotorem a ozubeným převodem pastorek – hřeben. Návrh tohoto pohonu je tak rozdělen na dvě části. V první části je navržen pneumotor a ve druhé části je pak navržen ozubený převod pastorek – hřeben.

6.1.1 Návrh lineárního pneumotoru

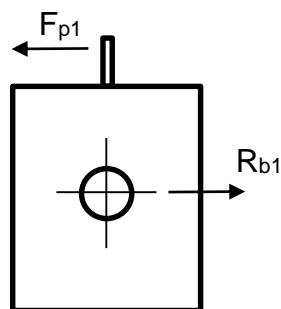
Pohon potahových bloků je navrhován pro požadovanou přítlačnou sílu. Ta je rovna přítlačné síle pneumotoru Festo DSNU, použitého ve stávající variantě, vypočtené vztahem (3.8) v kapitole 3, tedy $F_{p1} = 47,5 \text{ N}$, pneumotor bude pracovat při pracovním tlaku $p = 0,2 \text{ bar}$. Ten je rovněž zachován ze stávajícího řešení.



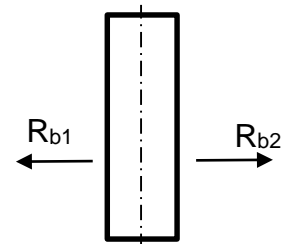
Těleso 1



Těleso 2



Těleso 3



Obr. 6.4 Uvolnění jednotlivých těles stávající varianty

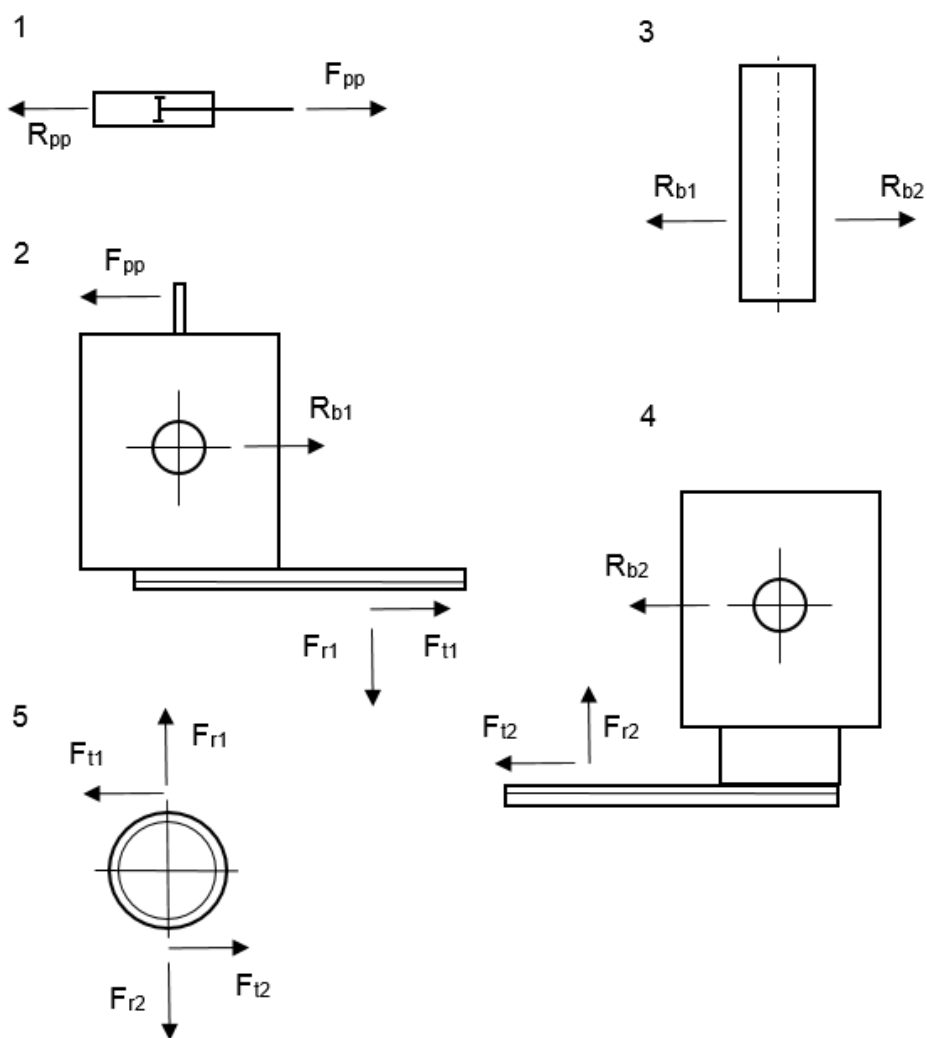
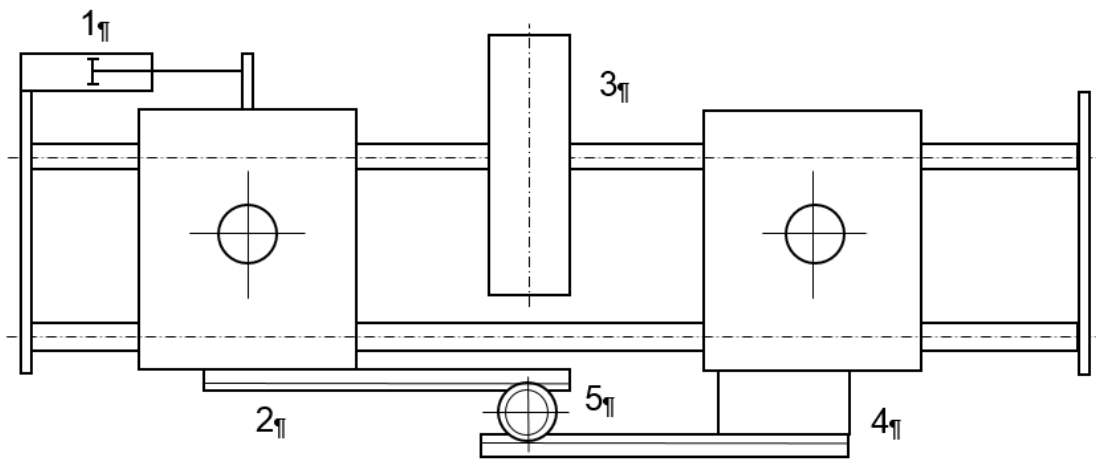
Protože je mechanismus osově souměrný dle osy tělesa 3, jsou uvolněna pouze tělesa 1 až 3. Silové účinky v tělesech 4 a 5 jsou stejné velikosti jako silové účinky v tělesech 1 a 2, ale působí v opačném směru. Na základě Obr. 6.4 lze psát vztahy pro silovou rovnováhu na jednotlivých tělesech. Silová rovnováha tělesa 2, tedy potahového bloku je vyjádřena vztahem (6.1).

$$F_{p1} = R_{b1} = 47,5N \tag{6.1}$$

F_{p1} ... síla vyvozená pneumotorem P1

R_{b1} ... reakce tubusu na sílu přenášenou potahovým blokem PB1

Ze vztahů (6.1) a (6.2) je patrné, že síla F_{p1} je ve stávajícím řešení blokem PB1 přenášena na tubus přímo.



Obr. 6.5 Silová rovnováha těles navrhované varianty

Z porovnání silové rovnováhy na bloku u stávající (Obr. 6.4) a nové (Obr. 6.5) varianty pohonu je patrné, že proti síle vyvozené pneumotorem F_{pp} při

dotlačování potahových řemenů působí na potahový blok reakce od tubusu R_{b1} a reakce od ozubení F_{r1} a F_{t1} . Síla F_{pp} , kterou musí pneumotor vyvinout je tedy dle vztahu (6.4) rovna součtu reakcí.

$$F_{pp} = R_{b1} + F_{t1} = 47,5 + 60 = 108 \text{ N} \quad (6.4)$$

Po úpravě rovnice (3.8), uvedené v kapitole 3, a dosazení je vypočtena potřebná činná plocha pro vyvození požadované síly.

$$S_1 = \frac{F_{pp}}{p \cdot \eta} = \frac{108}{0,2 \cdot 0,83} = 720 \text{ mm}^2 \quad (6.5)$$

Následně je stanoven potřebný průměr pístu pneumotoru.


$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 720}{\pi}} = 30,28 \text{ mm} \quad (6.6)$$

Na základě potřebného průměru pístu stanoveného vztahem (6.6) je zvolen pneumotor s nejbližším větším průměrem pístu Festo DSNU 32 – 125.



Obr. 6.6 Pneumotor Festo DSNU [28]

Zvolený pneumotor (Obr. 6.6) má průměr pístu $d_p = 32 \text{ mm}$ a zdvih $h = 125 \text{ mm}$, který je stejný jako u stávajícího řešení, aby zůstal zachován požadovaný posuv potahových bloků. Další parametry pneumotoru jsou uvedeny v Tab. 6.1.

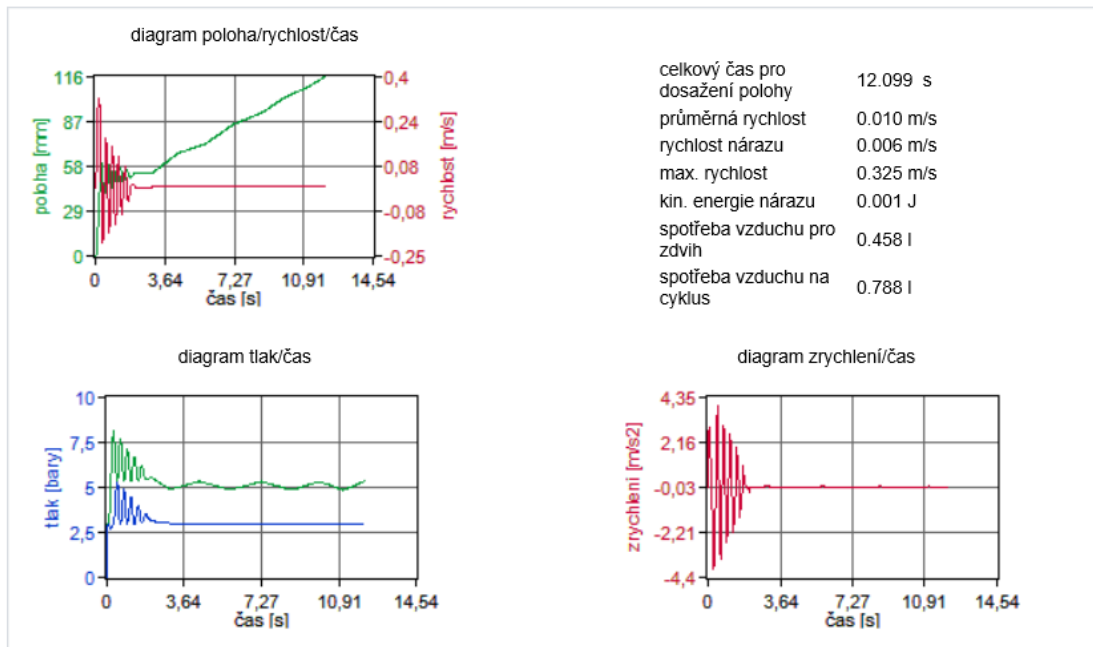
funkce	konstrukce	Ø pístu [mm]	zdvih [mm]	zdvih dle volby ¹⁾ [mm]	pístnice					
					průchozí S2	prodloužená K8	vnější závit prodloužený K2	zkrácený K6	zvláštní závit K5	vnitřní závit K3
dvojčinný pohon	základní typ se snímáním poloh									
	DSNU 	32, 40, 50, 63	25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320	1 ... 500	■	■	■	■	■	■

Tab. 6.1 Parametry pneumotoru FESTO DSNU [28]

Na Obr. 6.7 jsou uvedeny rychlostní parametry použitého pneumotoru získané pomocí návrhového software FESTO.

GSED výsledek simulace

< zpět

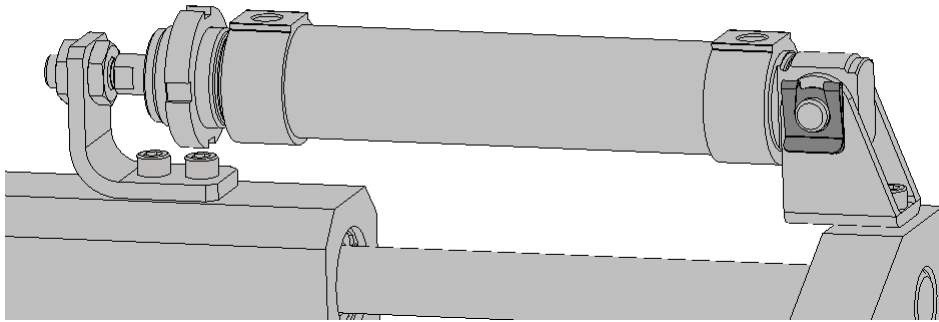


GSED hodnoty vrácené ze simulace, podrobnosti upozornění k výsledkům simulace

⚠ Stop at maximum simulation time.

Obr. 6.7 Rychlostní diagramy zvoleného pneumotoru

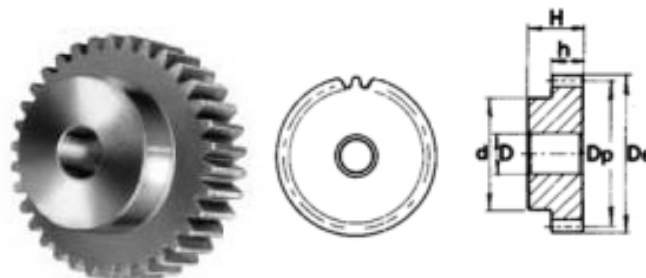
Způsob uchycení pneumotoru je patrný z Obr. 6.8. Válec pneumotoru je uchycen k bočnici 1 potahového mechanismu pomocí úchyty FESTO LNB 32 a pístnice pneumotoru je uchycena na levý potahový blok prostřednictvím úchyty, vyrobeného z ohnutého plechu.



Obr. 6.8 Uchycení pneumotoru

6.1.2 Návrh ozubeného převodu pastorek - hřeben

Vzhledem ke snaze minimalizovat zástavbové rozměry mechanismu je pro přenos síly mezi bloky zvolen pastorek s přímým ozubením Matis PM 26023. Pastorek má modul $m = 1$. Počet zubů pastorku je $z = 23$. Úhel záběru zubu je 20° . Pastorek (Obr. 6.9) je dodáván jako polotovar s nábojem a vývrtem. Materiál pastorku je ocel C43. Rozměry polotovaru pastorku jsou zobrazeny na Obr. 6.9 a jejich hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6.2.

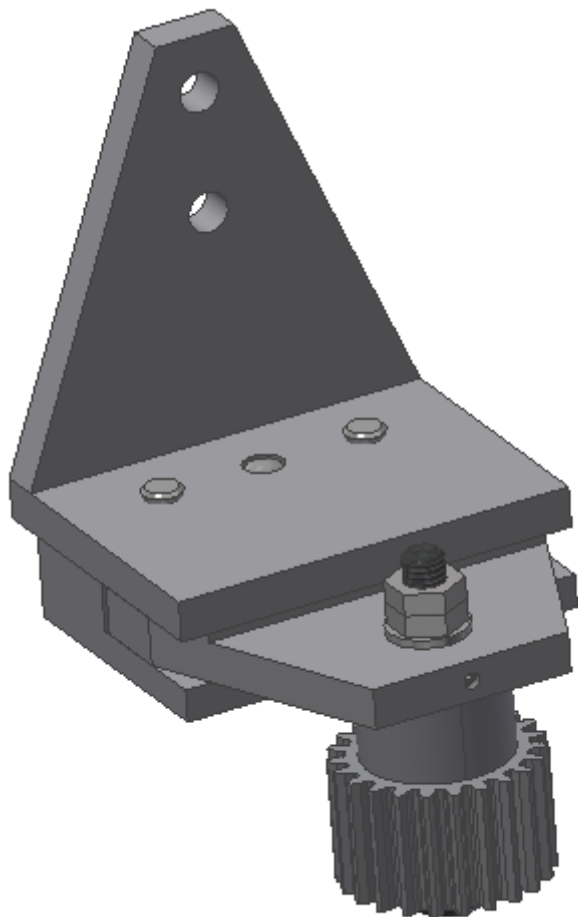


Obr. 6.9 Ozubený pastorek Matis PM 26023 [29]

Z	Modul 1				
	Typ	D_e	D_p	d	D
12	PM 26012	14	12	9	4
13	PM 26013	15	13	10	4
14	PM 26014	16	14	11	4
15	PM 26015	17	15	12	4
16	PM 26016	18	16	13	4
17	PM 26017	19	17	14	8
18	PM 26018	20	18	15	8
19	PM 26019	21	19	15	8
20	PM 26020	22	20	16	8
21	PM 26021	23	21	16	8
22	PM 26022	24	22	16	8
23	PM 26023	25	23	18	8
24	PM 26024	26	24	20	10
25	PM 26025	27	25	20	10

Tab. 6.2 Rozměry pastorků Matis PM [29]

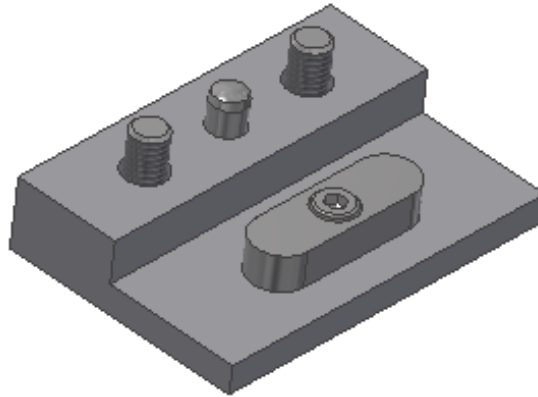
Jelikož je nutné, aby měl pohon bloků schopnost samostředění, je třeba umožnit translační pohyb osy pastorku o_p v malém rozsahu $\pm x_p$. Sestava navrženého uzlu uložení pastorku je zobrazena na Obr. 6.10.



Obr. 6.10 Sestava uzlu uložení ozubeného pastorku

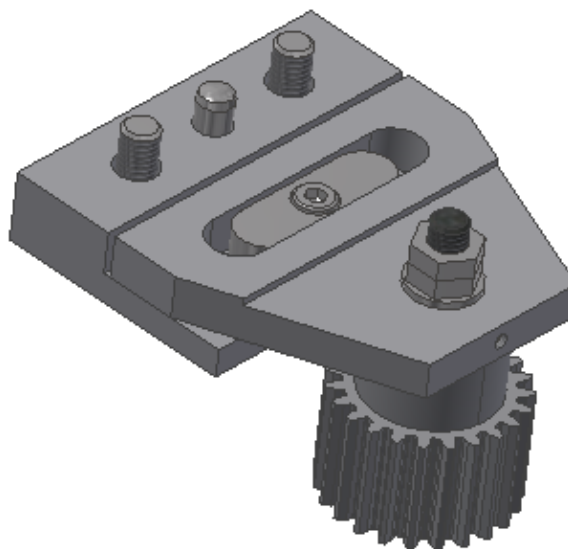
Uzel uložení pastorku se skládá z konzoly ve tvaru L, ve které jsou obrobeny dvě díry pro šrouby M5 x 8 ISO 4762, kterými je celý uzel upevněna na středovou výztuhu a vodící tyče. Konzola je svařenec z plechu o tloušťce 5 mm. Ke konzole je dvěma šrouby M6 x 16 ISO 4762 přišroubována spodní deska. Spodní deska je obrobená z plechu o tloušťce 10 mm. Do této desky je vytvořena drážka, v níž je zapuštěno a přišroubováno vodící pero 8 x 7 x 25 ČSN 02 2575. Spodní deska s vodícím perem je znázorněna na Obr. 6.11. V horní a spodní desce je po sešroubování vyvrtána díra a desky jsou pojištěny pomocí kolíku.

Stykové plochy horní a spodní desky, které jsou zároveň vodíci plochami, jsou broušeny na Ra 0,8.



Obr. 6.11 Spodní deska s vodícím perem

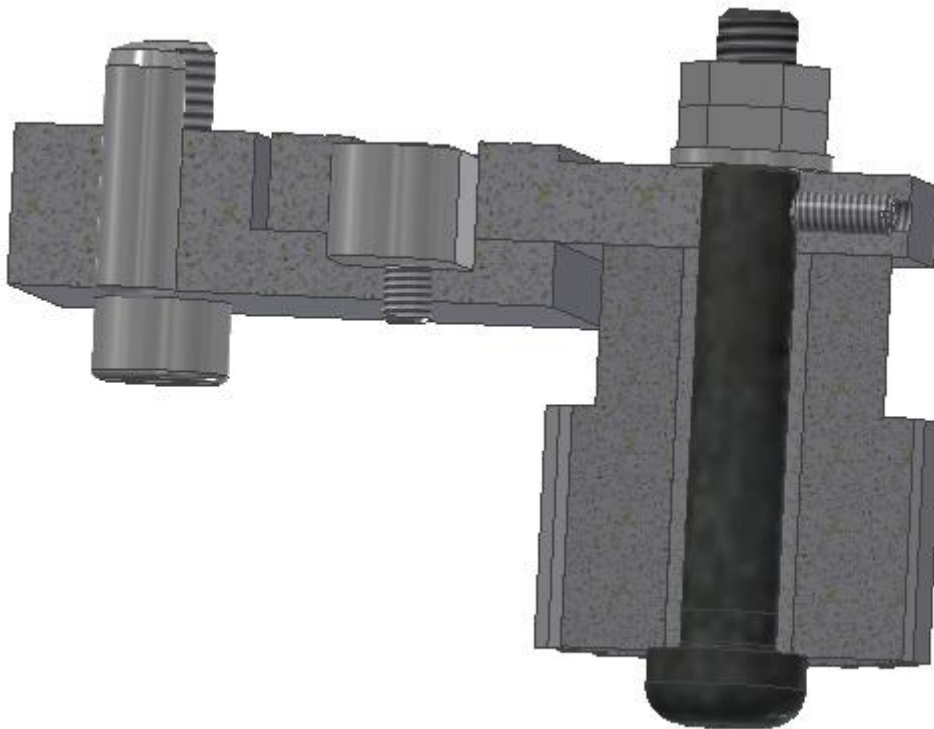
Toto pero slouží jako vodící prvek pro vedenou desku, v níž je uchycen pastorek. Uchycení pastorku ve vodící desce je patrné z Obr. 6.12.



Obr. 6.12 Spodní a vedená deska s pastorkem

Vedená deska je obrobek z plechu tloušťky 8 mm. V desce je obrobena drážka pro vodící pero a díra pro uchycení pastorku. Deska má z obou stran vodící plochy broušené na Ra 0,8. Rozsah translačního pohybu vedené desky s pastorkem je $x_p = \pm 5$ mm. Vytvořením plovoucí osy pastorku o_p je zaručeno, že

se potahové bloky při dotlačování potahových řemenů vystředí podle polohy tubusu. Tubus nemusí být po montáži vždy ideálně v ose potahového mechanismu. Osazený šroub je ve střední desce zajištěn proti rotaci šroubem M2,5x8 ČSN EN 27435. Řez uchycením pastorku ve vedené desce je zobrazen na Obr. 6.13.

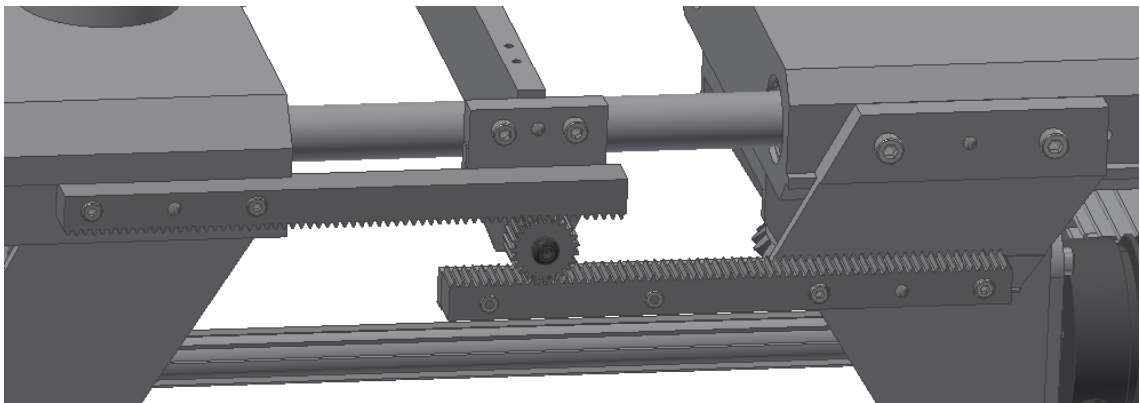


Obr. 6.13 Řez uchycením pastorku

Pastorek je do vedené desky uchycen pomocí osazeného šroubu M6 x 30 ISO 7379. Na dřík šroubu je nasazeno kluzné pouzdro DU, aby byl umožněn rotační pohyb pastorku s minimálním odporem. Na kluzné pouzdro je nasazen samotný pastorek. Osazený šroub je provlečen skrz vedenou desku a zajištěn podložkou 6,4 ČSN 02 1702 a kontramaticemi M6 ČSN EN 24036. Podložka dosedá na osazení šroubu a tím je zajištěna vůle cca 0,1 mm mezi vedenou deskou a pastorkem.

Do ozubeného pastorku zabírají dva ozubené hřebeny. Zvoleny byly ozubené hřebeny Matis CR 26050. Hřebeny jsou vyrobeny z oceli C40. Dodávají se nevrtané, tudíž je nutné vyvrtat díry pro upínací šrouby. Hřebeny jsou upnuty ke k blokům různým způsobem. Ozubený hřeben 1 je uchycen dvěma šrouby

M4 x 16 ČSN 02 1143 přímo na blok 1. Ozubený hřeben 2 je pomocí čtyř šroubů M4 x 16 ČSN 02 1143 uchycen na konzolu. Po montáži je poloha ozubených hřebenů zajištěna kolíkovými spoji. To je patrné z Obr. 6.14. Konzola je obráběna z plechu o tloušťce 15 mm, aby byla dosažena potřebná tuhost uchycení hřebenů. Důvodem je vliv radiální síly pastorku, který se přenáší na hřebeny a vytlačuje je ze záběru. Konzola je uchycena na potahový blok 2 dvěma šrouby M6 x 10 ČSN 02 1143.



Obr. 6.14 Uchycení ozubeného převodu na potahových blocích

Hřebeny jsou orientovány tak, aby ozubení bylo z boku. Je to ze dvou důvodů. Prvním důvodem jsou nižší zástavbové rozměry celého ozubeného převodu ve svislé rovině. Druhým důvodem je, že v ozubení nebude ulpívat prach a nečistoty.

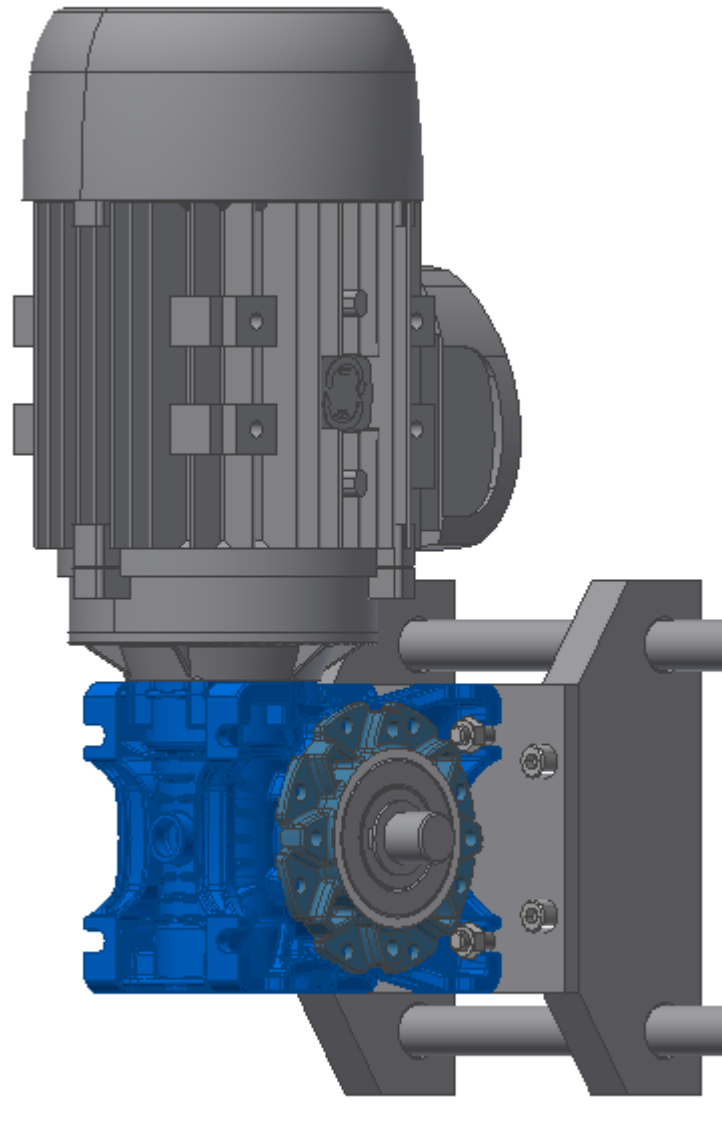
6.2 Návrh pohonu rotace řemenic potahových řemenů

Pohon se sestává z několika částí. Asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou pohání drážkovaný hřídel, jenž přenáší krouticí moment M_k na oba hřídele řemenic potahových řemenů. Spojení drážkovaného hřídele s hřídeli potahových řemenů, uloženými v potahových blocích, je realizováno otevřeným ozubeným soukolím s kuželovými koly namísto dvojice kuželových převodovek. Převodovky totiž nesplňují potřebné výkonové a současně i rozměrové parametry.

6.2.1 Volba elektromotoru se šnekovou převodovkou

Na základě stanoveného potřebného výkonu motoru $P = 0,75$ kW, jenž vychází z původního řešení pohonu, které je dostatečně předimenzováno, byl zvolen elektromotor Delphi ATDC 80B-4 se šnekovou převodovkou BOX 050 PAM

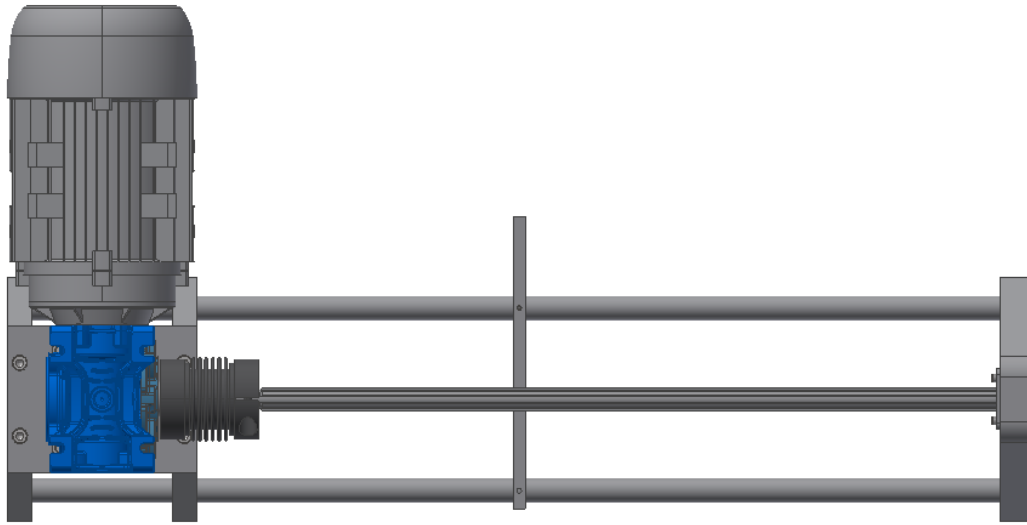
80b14. Šneková převodovka byla zvolena z důvodu samosvornosti šnekového převodu. Tím je bezpečně splněn požadavek, aby při posuvu potahových bloků nedošlo k pootočení řemenic potahových řemenů. Převodovka je v konfiguraci s dutým hřídelem s drážkou pro pero. Uchycení elektromotoru se šnekovou převodovkou je znázorněno na Obr. 6.15.



Obr. 6.15 Uchycení elektromotoru se šnekovou převodovkou

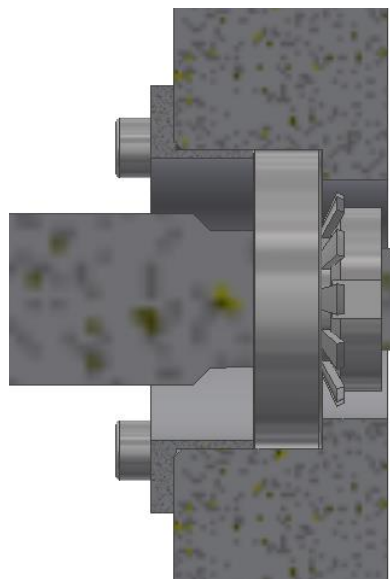
Šneková převodovka s elektromotorem je uchycena pomocí čtyř šroubů M8 x 25 ČSN 02 1207 s maticemi M8 ČSN 02 1402 k upínací desce. Upínací deska je přišroubována čtyřmi šrouby M8 x 20 ISO 4762 k bočnicím 2 a 3. Obě tyto

bočnice jsou stejně jako upínací deska obráběny ze slitiny hliníku EN AW 5083. Celý uzel uchycení převodovky a elektromotoru je zobrazen na Obr. 6.16.



Obr. 6.16 Uložení obou konců drážkovaného hřídele

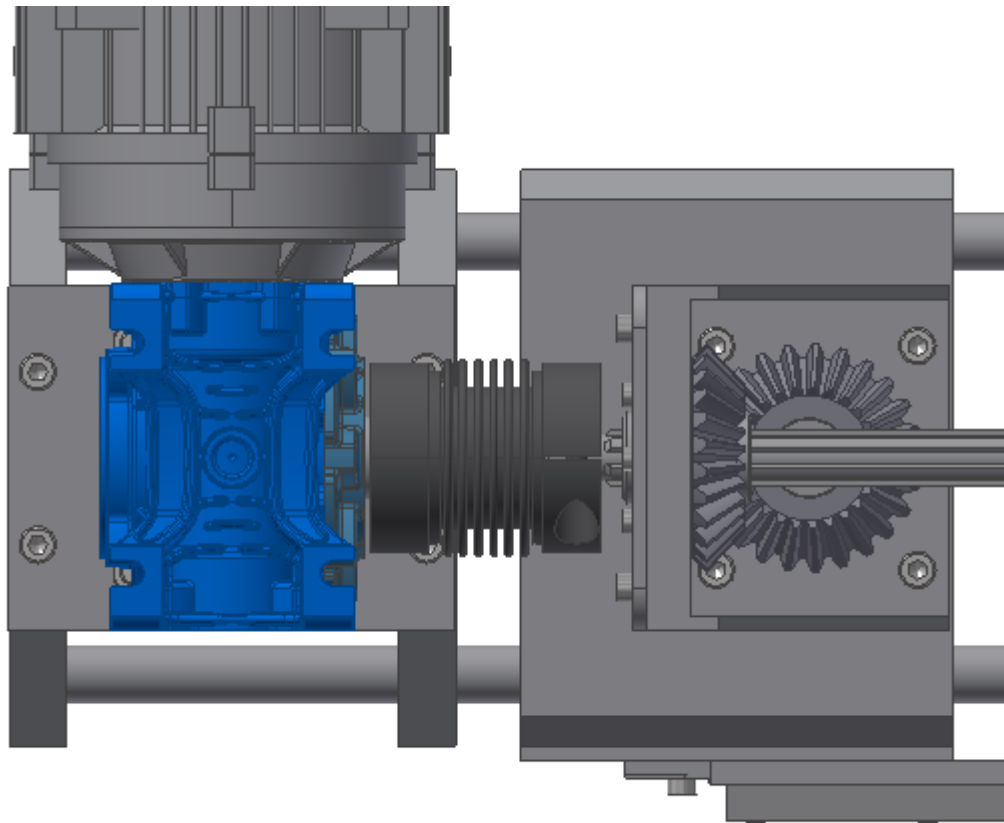
Ke šnekové převodovce je připojen drážkovaný hřídel, sloužící k rozvodu krouticího momentu. Na opačném konci je hřídel uložen do bočnice 1 pomocí ložiska E 15 ČSN 02 4632. Drážkovaný hřídel je koupen ve formě polotovaru. Na hřídeli je tedy nutné vytvořit osazení $\varnothing 15$ mm pro uložení do ložiska. Uložení drážkovaného hřídele do levé bočnice je zobrazeno na Obr. 6.17.



Obr. 6.17 Řez uložením drážkovaného hřídele v levé bočnici

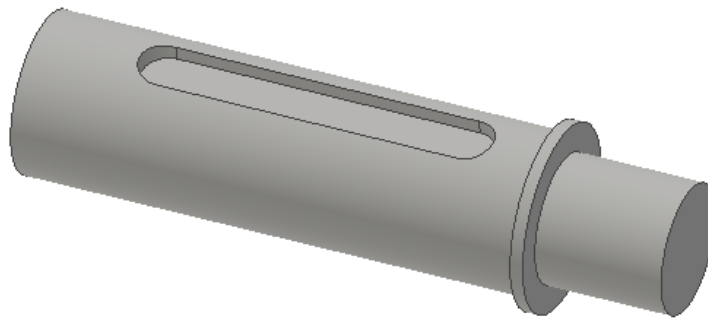
Ložisko je na hřídeli axiálně zajištěno oboustranně a v bočnici je ložisko uloženo s axiální vůlí, aby v případě dilatace nevznikalo v hřídeli tlakové napětí. Axiální pojištění ložiska v bočnici je zajištěno vyráběným víkem, které je uchyceno čtyřmi šrouby M4 x 6 ISO 4762.

Spojení šnekové převodovky s drážkovaným hřídelem je realizováno vlnovcovou spojkou a je zobrazeno na Obr. 6.18.



Obr. 6.18 Spojení šnekové převodovky s drážkovaným hřídelem

Šneková převodovka je dodávána s dutým výstupním hřídelem $\varnothing 25$ mm a drážkou pro pero. Do šnekové převodovky je vložen vyráběný hřídel s perem. Hřídel je na druhé straně osazen na $\varnothing 20$ mm. Hřídel je zobrazen na Obr. 6.19.



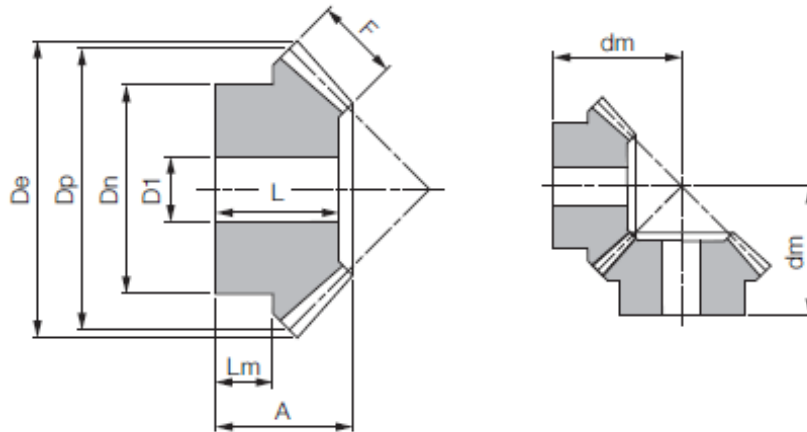
Obr. 6.19 Hřídel do šnekové převodovky

Drážkovaný hřídel je osazen na $\varnothing 16$ mm a spojen s hřídelem, uloženým ve šnekové převodovce vlnovcovou spojkou BK40. Vrtání spojky odpovídá osazením drážkovaného hřídele a hřídele šnekové převodovky. Spojka BK40 je schopna přenést maximální krouticí moment M_k 40 Nm, proto je pro zvolené spojení vyhovující.

6.2.2 Návrh kuželového ozubeného převodu

Převod je tvořen kuželovými ozubenými soukolími OK1 a OK2. Obě soukolí jsou shodná. Návrh je tedy proveden pro soukolí OK1, které se skládá z ozubených kol OK11 a OK12. OK11 je umístěno na drážkovaném hřídeli a musí být uloženo tak, aby byl umožněn translační pohyb kola OK11 po drážkovaném hřídeli při posouvání potahového bloku. Spoluzabírající kolo OK12 je pak pevně uloženo na hřídeli potahového řemenu.

Soukolí je dodáváno jako polotovár a je nutné obě kola upravit. Potřebné úpravy kol jsou popsány dále. Vzhledem k tomu, že drážkovaný hřídel musí procházet ozubeným kolem OK1, byla ozubená kola zvolena na základě rozměrů jejich náboje. Rozměry kol jsou uvedeny na Obr. 6.20 a jejich číselné hodnoty obsahuje Tab. 6.3. Bylo zvoleno soukolí Haberkorn T43618.



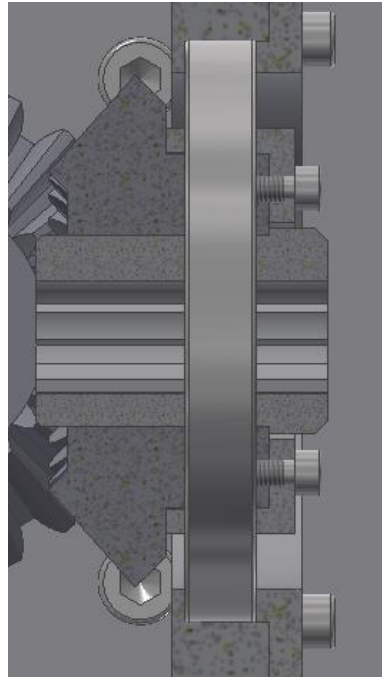
Obr. 6.20 Rozměry kuželových ozubených kol [31]

Modul	Počet zubů	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Obj. kód	Jedn.
3,0	16	52,2	48,0	30,0	12	40	15	44,2	26,0	16,2	T43616	pár
	20	64,2	60,0	35,0	18	45	15	51,1	31,0	13,6	T43617	pár
	22	70,2	66,0	35,0	18	50	15	54,0	31,0	13,0	T64696	pár
	25	79,2	75,0	38,0	20	55	15	60,0	34,0	16,0	T43618	pár
	30	94,2	90,0	40,0	22	60	20	68,1	36,0	19,0	T43619	pár

Tab. 6.3 Hodnoty rozměrů kuželových ozubených kol [31]

Návrh spojení ozubeného kola OK11 s drážkovaným hřídelem

Navržené uložení OK11 je zobrazeno na Obr. 6.21. OK11 je vytvořena díra $\varnothing 30$ mm, v níž je nalisován drážkovaný náboj. Na náboji OK11 je pak na $\varnothing 55k6$ mm nasazeno jednořadé kuličkové ložisko SKF 16011, je tedy nutné objednat kuželové kolo s nábojem osazeným na $\varnothing 55k6$. Vnitřní kroužek ložiska je axiálně zajištěn oboustranně. Mezi věncem OK11 a ložiskem je nasazen distanční kroužek a z druhé strany je ložisko pojištěno víkem. Víko je přišroubováno k náboji OK11 čtyřmi šrouby M4 x 8 ISO 4762. Vnější kroužek ložiska je uložen v konzoli, přišroubované k potahovému bloku. Ložisko se zleva opírá o osazení v konzoli a zprava je zajištěno vyráběným víkem. Víko je ke konzoli uchyceno čtyřmi šrouby M5 x 12 ISO 4762.



Obr. 6.21 Řez uložením OK1

Při výpočtu drážkovaného spoje zobrazeného na Obr. 6.21 se vychází se ze vztahu pro výpočet napětí při namáhání hřídele krutem.

$$M_k = \tau \cdot W_k = \tau \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (6.1)$$

Stanovení předběžného průměru hřídele vychází z úpravy vztahu (6.1).

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32000}{\pi \cdot 55}} = 14,36 \text{ mm} \doteq 14,5 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Materiál drážkovaného hřídele je nerezová ocel 1.4301, které odpovídá 17 240 dle ČSN.

Na základě předběžně stanoveného průměru hřídele z rovnice (6.2) je zvoleno drážkování

$d - 6 \times 16 \text{ }^{H7}/_{g6} \times 20 \times 4$ ČSN 01 4943 měrná činná plocha drážek
je $s_1 = 4 \text{ mm}^2/\text{mm}$ dle [5], Tab.6.

Pro drážkování pohyblivé bez zatížení je zvoleno uložení H7/g6 dle [5], Tab.7. Profil a rozměry drážkování jsou zobrazeny na Obr. 6.22.



Obr. 6.22 Rovnoboké drážkování [30]

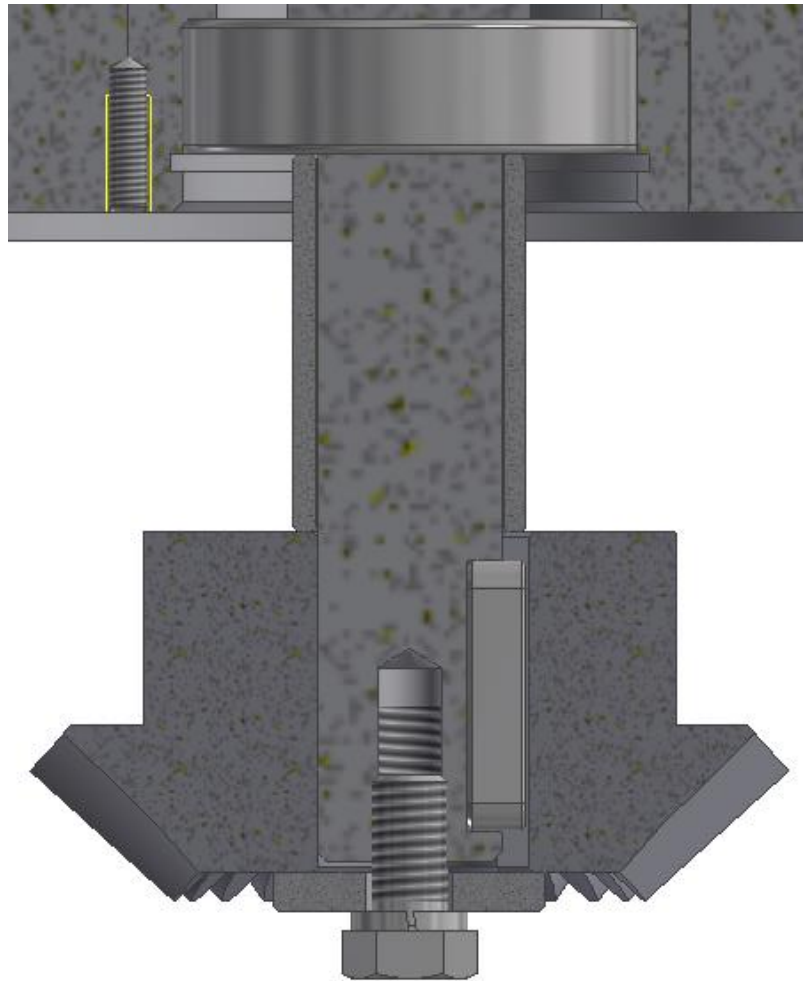
Potřebná délka drážkovaného spoje l_D se stanoví ze vztahu (6.3).

$$l_D = \frac{4 \cdot M_k}{p_D \cdot s_1 \cdot (D + d)} = \frac{4 \cdot 32000}{35 \cdot 4 \cdot (20 + 16)} = 31,5 \text{ mm} \quad (6.3)$$

S ohledem na provozní podmínky je dle [5] zvolen dovolený tlak v drážkování pro pohyblivé spojení bez zatížení $p_D = 35 \text{ MPa}$.

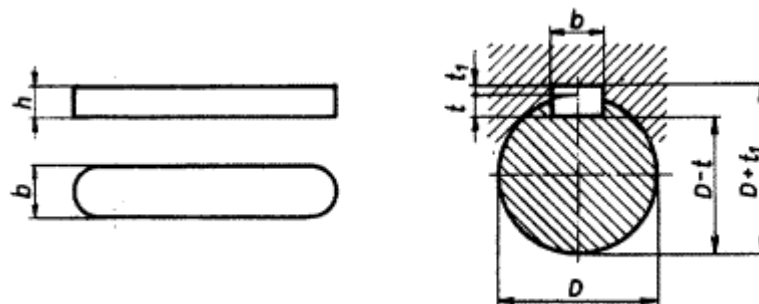
Návrh spojení ozubeného kola OK21 s hřídelem potahových řemenů

Ozubené kolo OK21 je uloženo na hřídeli potahového řemenu. OK21 je na hřídeli axiálně zajištěno hřídelovou deskou a šroubem s pružnou podložkou. Správná pozice OK21 v záběru je zajištěna opřením náboje OK21 o distanční trubku. Distanční trubka zároveň axiálně zajišťuje vnitřní kroužek ložiska SKF 6204. Celé spojení OK21 s hřídelem potahových řemenů je zobrazeno na Obr. 6.23.



Obr. 6.23 Řez spojením ozubeného kola OK21 s hřídelem

Spojení je realizováno pomocí těsného pera dle ČSN 02 2562. Náboj ozubeného kola je z oceli C45 a jeho délka je 36 mm. Průměr hřídele je 19 mm, hřídel je vyroben z oceli 11 600. Tomuto průměru dle výše uvedené normy odpovídá profil pera 6 x 6 mm.



Obr. 6.24 Rozměry spojení hřídele s nábojem pomocí pera [32]

Rozměry pro výpočet spojení hřídele s nábojem pomocí pera jsou zobrazeny na Obr. 6.24.

Potřebná funkční délka pera l_{amin} je stanovena vztahem (6.5).

$$l_{amin} = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 16000}{19 \cdot 6 \cdot 45} = 12,48 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Minimální celková délka pera l je pak dle (6.6)

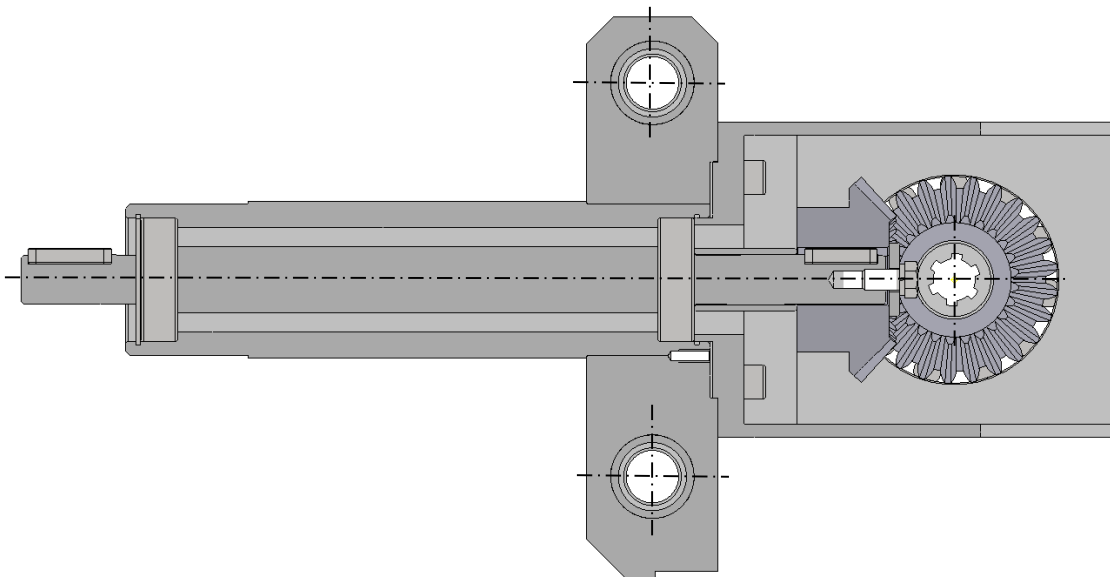
$$l = l_a + b = 15 + 6 = 21 \text{ mm} \quad (6.6)$$

Na základě rovnice (6.6) je zvoleno pero 6h9 x 6 x 28 ČSN 02 2562. Zvolené pero je kontrolováno na stříh.

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 16000}{19 \cdot 6 \cdot 22} = 12,76 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Dovolené smykové napětí působící na pero je dle [17] $\tau_D = 60 \text{ MPa}$. Vzhledem k vypočtenému smykovému napětí lze konstatovat, že zvolené pero vyhovuje.

6.2.3 Podsestava potahového bloku



Obr. 6.25 Uložení hřídele potahového řemenu

Hřídel potahového řemenu je uložen ve dvou ložiskách SKF 6204. Na straně řemenice potahového řemenu je hřídel uložen v ložisku 1 volně, což umožňuje tepelnou dilataci hřídele. Na straně ozubeného kola OK21 je hřídel v ložisku 2 uložen pevně. Uložení hřídele je v obou ložiskách shodné $\text{Ø}20\text{H}7/\text{k}6$.

Ložiska jsou uložena v obráběné trubce. Ložisko 1 dosedá na osazení vytvořené v trubce a je axiálně zajištěno pojistným kroužkem 47 ČSN 02 2931. Ložisko 2 opět dosedá na osazení a je axiálně zajištěno distančním kroužkem $\text{Ø}47\text{k}6$ na který dosedá osazení $\text{Ø}47\text{H}7$ vytvořené v konzoli. Tím je vyřešeno středění konzoli na bloku a tedy správná poloha konzoly po smontování. Konzola je k potahovému bloku připevněna čtyřmi šrouby M8 x 20 ISO 4762.

Trubka s hřídelem je nalisována do otvoru bloku se značným přesahem. Je tedy nutné obrábět plochy pro uložení ložisek až po nalisování trubky do bloku. Trubka je v potahovém bloku zajištěna radiálně třemi šrouby M4 x 16 ČSN 02 1191. Díry pro tyto šrouby jsou vrtány až po uložení trubky do bloku.

7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout pohon potahových řemenů vertikálního hadicového balicího stroje tak, aby bylo použito jak pro rotační pohyb řemenic potahových řemenů, tak i pro translační pohyb potahových bloků jedné pohonné jednotky namísto stávajících dvou.

V první fázi zadané diplomové práce byla vysvětlena funkce vertikálních hadicových balicích strojů jako celku a také funkce a druhy provedení jednotlivých konstrukčních uzlů balicích strojů. Dále byla porovnána provedení strojů od výrobců z České Republiky i zahraničí.

Na základě požadavků zadavatele a zjištěných způsobů provedení pohonu potahových řemenů vertikálních balicích strojů bylo navrženo několik konstrukčních variant pohonu. Varianty byly navrhovány zvlášť pro rotaci potahových řemenů a zvlášť pro translaci potahových bloků.

Navržené varianty byly následně vyhodnoceny na základě stanovených kritérií a byla vybrána optimální varianta pro oba řešené pohyby. Spojením vybraných variant vznikl výsledný konstrukční návrh.

Výsledná konstrukce byla navržena tak, aby splnila dané požadavky a nároky, které z nich vyplývají. Potahové bloky mají díky plovoucí ose použitého ozubeného pastorku schopnost samostředění na tubus. Použitím šnekové převodovky je dosaženo samosvornosti mechanismu a tím je zajištěno, že se řemenice potahových řemenů při pohybu potahových bloků nepootočí.

Konstrukční návrh byl poté zpracován ve formě 3D modelu a výkresové dokumentace.

Originalita navržené konstrukce vyústila v podání návrhu na ochranu duševního vlastnictví na Úřad průmyslového vlastnictví v Praze.

Použité zdroje

- [1] HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. Výrobní stroje. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993, 243 s. ISBN 80-01-00993-9.
- [2] STEHLÍK, Jaroslav. Balicí stroje. 1. vyd. Liberec: Vys. škola stroj. a textil., 1991, 173 s.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 4. V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 121 s. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [6] *Velteko Packaging Machines, Případové studie* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.velteko.cz/pripadove-studie/uzaviraci-a-balici-stroj-us-100-ftintie/>
- [7] *Velteko Packaging Machines, Vertikální balicí stroje* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.velteko.cz/balici-stroje/vertikalni-balici-stroje/vertikalni-balici-stroj-rada-hsv-360/>
- [8] *Viking Mašek, Víceřadý balicí stroj ST800* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.masek.cz/vicerady-balici-stroj-st800/>
- [9] *Viking Mašek, Víceřadý balicí stroj ST560* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.masek.cz/vicerady-balici-stroj-st560/>
- [10] *Viking Mašek, Vertikální balicí stroj Velocity* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.masek.cz/vertikalni-balici-stroj-velocity/>
- [11] *Kábek balicí stroje* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.kabek.cz/>
- [12] *Appec Astro, Balicí stroj bsv-21* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.appecastro.cz/produkty/balici-stroje/vertikalni-balici-stroje/bsv-21>
-

-
- [13] *Astro Vlašim, Tubusy a tvarovací límce* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.balicistroje.cz/cs/11-cs/stroje/62-tubusy-a-tvarovaci-limce>
- [14] *Viking Mašek, Vertikální balicí stroj M250* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.masek.cz/vertikalni-balici-stroj-m250/>
- [15] *Velteko Packaging Machines, Límce* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.velteko.cz/balici-stroje/kompozitni-limce/>
- [16] *Wolf-Pack, VPC-250-400* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z: <http://www.wolf-pack.de/produktprogramm/VPC-250-400>
- [17] *Velteko Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.velteko.cz/balici-stroje/davkovace/>
- [18] *Viking Mašek, Sáčky* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.masek.cz/typy-sacku/>
- [19] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/klapkovy-davkovac-adx/>
- [20] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/soupatkovy-davkovac-ald/>
- [21] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/vibracni-linearni-davkovaci-vahy-adv/>
- [22] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/rotacni-horizontalni-objemovy-davkovac-acv/>
- [23] *Viking Mašek, Dávkování* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.masek.cz/objemovy-klapkovy/>
- [24] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z:
-

-
- <http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/snekovy-vertikalni-davkovac-asnd/>
- [25] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z:
<http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/pistove-davkovaci-cerpadlo-adp/>
- [26] *Blažek Packaging Machines, Dávkovače* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z:
<http://www.blazekpackagingmachines.com/davkovace/zubove-cerpadlo-adz/>
- [27] *Pentaservis, Horizontální balicí stroje* [online]. 17.9.2015 [cit. 2015-09-17]. Dostupné z: <http://www.pentaservis.cz/clanky-horizontalni-balici-stroje.html>
- [28] *Festo, Kruhové válce DSNU* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05].
Dostupné z: https://www.festo.com/cms/cs_cz/15869.htm
- [29] *Matis, ozubená kola PM* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z:
http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/071-072.PDF
- [30] *T.E.A. Technik, náboje* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z:
<http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc%2Fnaboj.pdf&name=naboj.pdf>
- [31] *Haberkorn, Viewer* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z:
http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-ozubene_tyce_kola.pdf/4/
- [32] *Československá státní norma, Pera a drážky* [online]. 5.1.2016 [cit. 2016-01-05]. Dostupné z:
http://csnonlinefirmy.unmz.cz/html_nahledy/02/00326/00326_nahled.htm
-

Seznamy

Seznam obrázků

Obr. 2.1 Rozdělení hadicových balicích strojů	11
Obr. 2.2 Balicí linka s hadicovým strojem, umístěným vpravo [6]	12
Obr. 2.3 Jednořadý balicí stroj Velteko HSV 360 [7]	13
Obr. 2.4 Tvarování folie na víceřadém stroji a celý víceřadý stroj [8]	14
Obr. 2.5 Víceřadý krokový balicí stroj Viking Mašek ST560 [9]	15
Obr. 2.6 Kontinuální balicí stroj Viking Mašek Velocity [10]	16
Obr. 2.7 Horizontální balicí stroj BTH 17 [11]	17
Obr. 2.8 Vertikální hadicový balicí stroj [12]	18
Obr. 2.9 Pohon svrchní vrstvy folie na cívce [14]	19
Obr. 2.10 Sestava tubusu s kovovým límcem [13]	20
Obr. 2.11 Kompozitní límec [1]	21
Obr. 2.12 Dvojice potahových řemenů [14]	22
Obr. 2.13 Svařování a potahování folie [10]	23
Obr. 2.14 Příčné svařovací a dělicí čelisti [14]	24
Obr. 2.15 Klapkový dávkovač [19]	25
Obr. 2.16 Šoupátkový dávkovač [20]	26
Obr. 2.17 Rotační objemový dávkovač [22]	27
Obr. 2.18 Šnekový dávkovač vertikální [17]	27
Obr. 2.19 Pístový dávkovač [25]	28
Obr. 2.20 Lineární váhy [21]	29
Obr. 2.21 Kombinační dávkovací váhy Yamato [2]	30
Obr. 2.22 Stroj Wolf VPC 250 [16]	31
Obr. 2.23 Přehled tvarů sáčků tvořených balicími stroji [18]	32

Obr. 3.1 Stávající řešení pohonu potahových řemenů	33
Obr. 4.1 Pohybový šroub s protichůdným směrem stoupání	36
Obr. 4.2 Vačkový mechanismus.....	37
Obr. 4.3 Mechanismus ozubený pastorek hřeben s pneumatickým pohonem .	38
Obr. 4.4 Mechanismus s posuvnými převodovkami	39
Obr. 4.5 Mechanismus s výsuvným hřídelem.....	40
Obr. 4.6 Možnosti provedení výsuvného hřídele	40
Obr. 4.7 Mechanismus s ozubeným řemenem.....	41
Obr. 6.1 Navržené řešení pohonu potahových řemenů – zadní pohled	45
Obr. 6.2 Navržené řešení pohonu potahových řemenů – spodní pohled	46
Obr. 6.3 Nosná část potahového mechanismu	47
Obr. 6.4 Uvolnění jednotlivých těles stávající varianty	48
Obr. 6.5 Silová rovnováha těles navrhované varianty	49
Obr. 6.6 Pneumotor Festo DSNU [28].....	50
Obr. 6.7 Rychlostní diagramy zvoleného pneumotoru	51
Obr. 6.8 Uchycení pneumotoru	52
Obr. 6.9 Ozubený pastorek Matis PM 26023 [29]	52
Obr. 6.10 Sestava uzlu uložení ozubeného pastorku.....	53
Obr. 6.11 Spodní deska s vodícím perem.....	54
Obr. 6.12 Spodní a vedená deska s pastorkem	54
Obr. 6.13 Řez uchycením pastorku.....	55
Obr. 6.14 Uchycení ozubeného převodu na potahových blocích	56
Obr. 6.15 Uchycení elektromotoru se šnekovou převodovkou.....	57
Obr. 6.16 Uložení obou konců drážkovaného hřídele	58
Obr. 6.17 Řez uložením drážkovaného hřídele v levé bočnici	58
Obr. 6.18 Spojení šnekové převodovky s drážkovaným hřídelem.....	59

Obr. 6.19 Hřídel do šnekové převodovky	60
Obr. 6.20 Rozměry kuželových ozubených kol [31]	61
Obr. 6.21 Řez uložením OK1	62
Obr. 6.22 Rovnoboké drážkování [30].....	63
Obr. 6.23 Řez spojením ozubeného kola OK21 s hřídelem	64
Obr. 6.24 Rozměry spojení hřídele s nábojem pomocí pera [32]	64
Obr. 6.25 Uložení hřídele potahového řemenu	65

Seznam tabulek

Tab. 2.1 Parametry stroje Viking Mašek ST560 [9]	15
Tab. 2.2 Parametry stroje Viking Mašek Velocity [10]	16
Tab. 5.1 Hodnocení navržených variant.....	42
Tab. 6.1 Parametry pneumotoru FESTO DSNU [28]	51
Tab. 6.2 Rozměry pastorků Matis PM [29]	52
Tab. 6.3 Hodnoty rozměrů kuželových ozubených kol [31]	61

Seznam použitého software

Autodesk Inventor Professional 2016

MS Word 2013

Seznam příloh

Elektronické přílohy (uvedeny na CD)

DP1724 Pechanec.pdf

Potahmech.stp

Blok1.pdf

Bocnice1.pdf

Bocnice2.pdf

Bocnice3.pdf

Deska pastorku.pdf

Deska spodni.pdf

Drazkovany hridel.pdf

Drazkovany naboj.pdf

Hridel.pdf

Hridel2.pdf

Konzola 2.pdf

Konzola-1.pdf

Konzola-pastorku.pdf

Krouzek1.pdf

Kuželové ozubené kolo12.pdf

Kuželové ozubené kolo22-1.pdf

Ozubeny_hreben1.pdf

Ozubeny_hreben2.pdf

Pastorek kusovnik.pdf

Pastorek.pdf

Potah_blok_1.pdf

Potah_blok_kusovnik.pdf

Potah_blok_kusovnik1.pdf

Potah_blok_kusovnik2.pdf

Potah_mechan_kusovnik.pdf

Potah_mechan_kusovnik2.pdf

Stredici_krouzek.pdf

Trubka 1.pdf

Trubka.pdf

Trubka2.pdf

Uchyt.pdf

Upinaci_deska.pdf

Viko1.pdf

Viko2.pdf

Viko3.pdf

Vyztuha-1.pdf

Výkresová dokumentace

DP-1724-00-00	DP-1724-01-00
DP-1724-00-0K	DP-1724-01-K
DP-1724-00-04	DP-1724-01-01
DP-1724-00-05	DP-1724-01-02
DP-1724-00-06	DP-1724-01-03
DP-1724-00-07	DP-1724-01-04
DP-1724-00-08	DP-1724-01-06
DP-1724-00-09	DP-1724-01-07
DP-1724-00-10	DP-1724-01-08
DP-1724-00-11	DP-1724-01-09
DP-1724-00-12	DP-1724-01-11
DP-1724-00-13	DP-1724-01-12
DP-1724-00-14	DP-1724-01-13
DP-1724-00-19	DP-1724-01-14
	DP-1724-01-14
DP-1724-03-00	
DP-1724-03-K	DP-1724-02-K
DP-1724-03-01	
DP-1724-03-02	
DP-1724-03-03	
DP-1724-03-04	