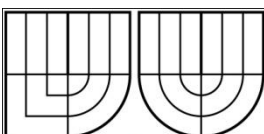


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY



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

NÁVRH A KONSTRUKCE STROJE PRO POTRAVINÁŘSKOU VÝROBU

DESIGN OF MACHINES IN THE FOOD INDUSTRY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LADISLAV WALSBERGER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAN PAVLÍK



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ladislav Walsberger

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

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

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

Návrh a konstrukce stroje pro potravinářskou výrobu

v anglickém jazyce:

Design of machines in the food industry

Stručná charakteristika problematiky úkolu:


Úkolem práce je konstrukční návrh stroje pro tepelné víčkování 1kg misek výrobku studené kuchyně (saláty).

Hlavní požadavky:

- kompletní konstrukce stroje
- automatické natažení víčkovací folie na misku
- automatické zatavení víčka (tepelnou vyhřívanou hlavou)
- návrat do výchozí pozice (obsluha vymění hotový výrobek za nezavíčkovaný)

Cíle diplomové práce:

- Důkladná analýza problematiky
- Návrh variant řešení
- Výpočtová dokumentace
- Konstrukční návrh vybrané varianty řešení - 3D model
- Výkresová dokumentace vybraných částí

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Návrh stroje má odpovídat potřebám malé výroby studené kuchyně. V práci jsou vytipovány příslušné pohony a jsou popsány konstrukční principy všech hlavních mechanismů.

SUMMARY

Design and construction of machine respects the needs of the manufactory of delicatessen.


In my technical report there were also project several drives and there were described main structural parts of the machine.

KLÍČOVÁ SLOVA ČESKY

Karusel, pneumatické pohony, elektromechanické náhony, převíjení folie

KLÍČOVÁ SLOVA ANGLICKY

Carousel, pneumatic drives, electro-mechanical drives, foil rewind

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE PRÁCE

WALSBERGER, L. *Návrh a konstrukce stroje pro potravinářskou výrobu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Jana Pavlíka, za použití uvedené literatury.

Obsah elektronické verze práce se shoduje s obsahem práce odevzdané ve vytištěné formě.

V Brně dne

.....

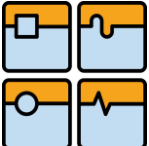
**Obsah**

1.	ÚVOD.....	7
2.	SPECIFIKACE ZADÁNÍ.....	8
2.1.	POŽADAVKY.....	8
2.2.	OBECNÝ POPIS KONCEPCE STROJE.....	8
3.	ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU	8
3.1.	ZÁKLADNÍ TYPY STROJŮ NA TRHU.....	8
3.2.	UZAVÍRÁNÍ MISEK V POTRAVINOVÉ VÝROBĚ.....	11
3.3.	ZHDNOCENÍ SOUČASNÝCH MOŽNOSTÍ POŘÍZENÍ STROJE.....	11
3.4.	HRUBÉ EKONOMICKÉ ZHDNOCENÍ.....	11
4.	KONCEPCE UVAŽOVANÉ PRO STAVBU STROJE	12
4.1.	STROJ S OTOČNOU DESKOU POHÁNĚNOU PNEUMATICKÝM MOTOREM	12
4.2.	STROJ S OTOČNOU DESKOU POHÁNĚNOU ELEKTRICKÝM MOTOREM.....	15
4.3.	VÍTĚZNÁ KONCEPCE	15
5.	NÁVRH POHONŮ.....	16
5.1.	PNEUMATICKÉ POHONY	16
5.1.1.	NÁVRH POHONU STŘIŽNÍKU.....	18
5.1.2.	NÁVRH POHONU TEPELNÉ HLAVY.....	19
5.1.3.	NÁVRH POHONU VYHAZOVAČE MISKY.....	19
5.1.4.	PNEUMATICKÉ ZAPOJENÍ	20
5.1.4.1.	BLOKACE PÍSTNICE MECHANICKOU BRZDOU	20
5.1.4.2.	BLOKACE PÍSTNICE BLOKAČNÍMI VENTILY	21
5.1.4.3.	BLOKACE PÍSTNICE VENTILY S NEZÁVISLOU ŘÍDÍCÍ VĚTVÍ	21
5.1.5.	UMÍSTĚNÍ VENTILŮ	22
5.1.6.	PNEUMATICKÉ SCHEMA.....	22
5.2.	ROTAČNÍ ELEKTROMECHANICKÉ POHONY	24
5.2.1.	NÁVRH POHONU OTOČE KARUSELU.....	24
5.2.2.	NÁVRH POHONU PŘEVÍJENÍ FOLIE.....	31
5.2.2.1.	ZÁKLADNÍ NÁVRH PŘEVÍJENÍ.....	31
5.2.2.2.	SYSTÉM PŘEVÍJENÍ S CENTRÁLNÍM NÁHONEM.....	32
5.2.2.2.1.	KINEMATICKÉ POMĚRY	33
5.2.2.2.2.	PŘÍKLAD NÁVRHU KINEMATIKY CENTRÁLNÍHO POHONU	33
5.2.2.2.3.	NÁVRH MOTORU CENTRÁLNÍHO NÁHONU.....	36
5.2.2.3.	VÍTĚZNÝ SYSTÉM PŘEVÍJENÍ S NEZÁVISLÝM KROKOVÝM MOTOREM.....	36
5.2.2.3.1.	SILOVÉ POMĚRY A DYNAMIKA VÍTĚZNÉHO SYSTÉMU PŘEVÍJENÍ	37
5.2.3.	ZHDNOCENÍ VARIANT ROTAČNÍCH POHONŮ.....	40
6.	PRINCIPY KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ.....	41
6.1.	KARUSELOVÁ DESKA	41
6.2.	RÁM A SYSTÉM KRYTOVÁNÍ	41
6.3.	JEDNOTKA STŘÍHÁNÍ.....	43
6.4.	TEPELNÁ HLAVA	43



DIPLOMOVÁ PRÁCE

6.4.1.	TEPELNÝ VÝKON HLAVY	44
6.4.2.	REGULACE TEPLoty	47
6.5.	LOŽISKA	48
7.	ROZMĚROVÝ NÁČRT STROJE	49
8.	ZÁVĚR.....	50
9.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	51
10.	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	53
11.	SEZNAM PŘÍLOH	55
11.1.	VÝKRESY	55
11.2.	ROZPISKA.....	55


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. ÚVOD

Požadavek na návrh stroje provedený v této práci vzešel od majitelů menší výrobní studené kuchyně, kterým se nedařilo nalézt dodavatele stroje, jenž by zohlednil jisté specifické požadavky.

Především se jedná o potřebu chodu stroje jako poloautomatu (zdůvodněno v 3.3.) a zaměření se na nízkou cenu stroje.

Oproti variantám nabízených strojů (viz. 3.2.) je snaha o nalezení levné koncepce s určitými automatickými funkcemi, avšak s manuálním obsluhováním (výměnou misek).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2. SPECIFIKACE ZADÁNÍ

Úkolem je vypracovat návrh a konstrukci stroje pro automatické uzavírání misek výrobků studené kuchyně. Návrh a konstrukce stroje budou provedeny se zřetelem na to, že stroj bude určen pro nasazení v potravinářské výrobě, konkrétně v prostorách lahůdkářské firmy BUBI Brno. Případným výrobcem stroje bude firma Radek Liška (Lelekovice).

2.1. POŽADAVKY

Materiály použité při stavbě stroje vyhovují normativním požadavkům na potravinářské stroje. Je nutno zajistit dostatečnou bezpečnost obsluhy stroje. Provozní teplota okolí se může pohybovat v rozmezí 12°C až 25°C. Výsledná konstrukce by měla být pokud možno jednoduchá, aby byla zajištěna nízká cena v porovnání s dostupnými (podobnými) stroji a vysoká spolehlivost všech mechanismů. Celkové zástavbové rozměry stroje jej umožní umístit do relativně malé místnosti ve výrobně určené pro provoz všech strojů s pneumatickými pohony (v místnosti se nachází zařízení k úpravě vlhkosti vzduchu).

2.2. OBECNÝ POPIS KONCEPCE STROJE

Obsluha založí naplněnou misku do otvoru v otočné desce stroje. Stiskem tlačítka dojde k automatickému spuštění cyklu: Přesun misky do dalších pracovních pozic, tj. prostřížení folie – víčka, celobvodové zatavení folie na misku, vysunutí misky ve výchozí pozici pro odebrání zatavené misky obsluhou. Dále je řešeno automatické navinutí folie nad misku.

3. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU

Obecně lze říci, že i přes poměrně širokou nabídku od výrobců (a dodavatelů) strojů pro potravinářské výroby existuje malá ochota vyjít vstříc zákazníkovi se speciálními požadavky.

Například pro stroj řešený v této diplomové práci existují buď jednodušší varianty, víceméně ruční stroje, anebo velmi drahé automatické linky. Menší a střední výroby studené kuchyně nemohou investovat na koupi drahých technologií. Zde se otevírá prostor pro konstruktéry a výrobce jednoúčelových strojů.

3.1. ZÁKLADNÍ TYPY STROJŮ NA TRHU

Jako ukázkou strojů pro balení potravin do misek (a zatavení víčkovací folie na misku) jsou vybrány stroje dodávané firmou ALPAK TRADE s.r.o. Na obrázku 1.a je ruční „šuplíkový“ stroj. Navinutí folie přes misku se děje při ručním zasouvání „šuplíku“. Zajímavý je způsob přichycení folie při tomto pohybu, a to sice magnety. Zatavení a odstřížení folie je silou vyvozenou ruční pákou.



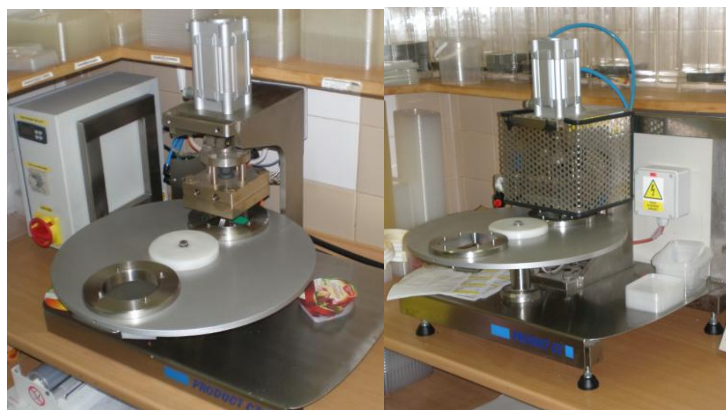
Obrázek č. 1a: ruční stroj [18]

Obrázek č. 1b: automat [18]

Na obrázku 1.b je již uzavírací automat stejné firmy.

Výsledná koncepce stroje řešeného v této práci se však mnohem více podobá strojům na uzavírání „hliníkových“ víček. Hlavní rozdíl je pouze v tom, že jde o způsob uzavírání, kdy se již hotová víčka pokládají (ručně nebo automaticky ze zásobníku) na misku.

Český výrobek firmy PRODUCT CZ, s.r.o. je na obrázku č. 2. Pootáčení karuselové desky, zakládání misky i víček i vyjímání misky se děje ručně. Automatické spuštění pneumatického pohonu zatavování je díky indukčnímu čidlu reagujícím na přiblížení kolíku (ze spodní strany desky).



Obrázek č. 2: Uzavírací poloautomaty [21]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

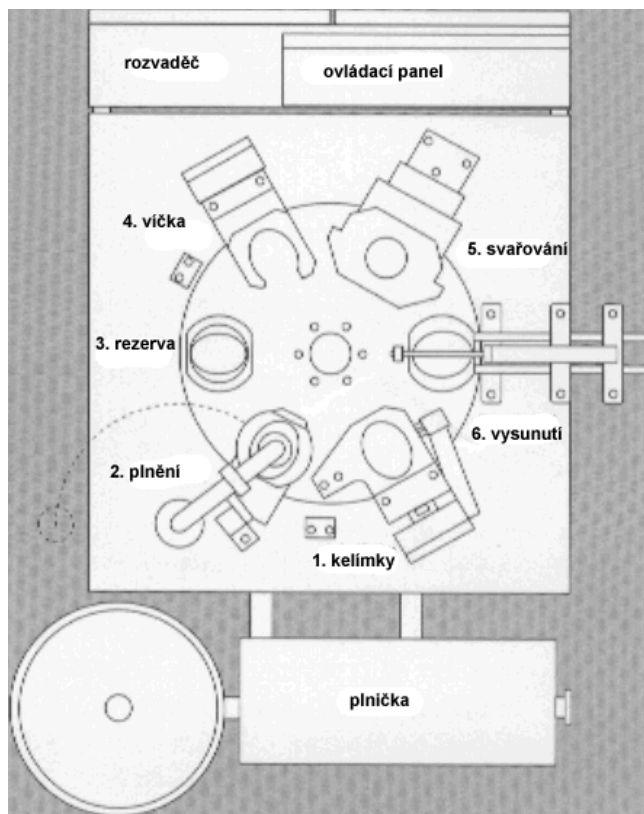
Naproti tomu např. plný automat výrobce „JAN ŘÍHA dopravní a balicí technika“, viz obr. 3.a., zcela automaticky zakládá misky ze zásobníku, je navázán i na plničku, automaticky vkládá víčka ze zásobníku, zatahuje je a automaticky vysunuje hotový výrobek na dopravník.

Základní kruhová deska je poháněná elektrickým krokovým motorem, všechny ostatní funkce jsou zajištěny pneumatickými pohony.


Sled funkcí je patrný z katalogového listu firmy viz obr. 3.b.



Obrázek č. 3.a: automatický karuselový stroj [22]



Obrázek č. 3.b: popis pracovních pozic

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.2. UZAVÍRÁNÍ MISEK V POTRAVINOVÉ VÝROBĚ

Technologie uzavírání misek musí splňovat jisté náležitosti vyplývající z požadavků EU. Zjednodušeně řečeno jde o to, aby výrobek nebylo možno opakovaně uzavírat takovým způsobem, že by nebylo poznat, že výrobek byl již jednou otevřen. Řešit se to může např. pečetí, ulamovacím zámkem, ale nás zajímá technologie (asi nejvíce rozšířená) tepelného uzavírání.

3.3. ZHODNOCENÍ SOUČASNÝCH MOŽNOSTÍ POŘIZENÍ STROJE

Z dostupných strojů nelze žádný použít pro specifické účely výroby studené kuchyně (firmu BUBI Brno). Jedná se nejčastěji buď o jednodušší koncepce spíše ručních strojů, anebo o plně automatické linky, jež nevyhoví cenou, avšak ani potřebnými zástavbovými rozměry. Firmy dodávající stroje pro potravinářství nejsou ochotny investovat do konstrukce stroje, který nemají v katalogové nabídce.

Zde musíme ještě objasnit základní požadavek výroby, a to potřebu chodu stroje jako poloautomatu. Zakládání již předem naplněných misek se musí provádět ručně (i když by konstruktéra svádělo celý proces plně automatizovat – navázat i na plničku), všechny ostatní operace však nutno provádět automaticky. Důvodem je určitá flexibilita, kdy je zvyklostí ve výrobně předem naplnit různé typy misek pouze s jedním či dvěma plnicími zařízeními, a přepravky s naplněnými miskami potom rozmístit k příslušným uzavíracím strojům dle potřeby (tzn. menší počet nákladných plniček a menší potřebný prostor v jediné místnosti s drahým zařízením na řízení vlhkosti vzduchu).

3.4. HRUBÉ EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Např. cena stroje z obrázku č. 3a (ale včetně plničky) se pohybuje kolem 750.000,-Kč. Cena jednoduššího stroje z obr. č. 2 je kolem 160.000,- Kč. Podotýkám, že těžko srovnávat různé koncepce strojů, nicméně přibližná cenová představa firmy BUBI je 350.000,- Kč.



4. KONCEPCE UVAŽOVANÉ PRO STAVBU STROJE

Uvedu pouze hlavní koncepční verze strojů karuselového typu. (Rozpracované byly i koncepce portálových strojů, kde výhodou by bylo u pohonů užití pouze pneumatických motorů. Varianty portálových strojů však vycházely cenově méně příznivě a byly i složitější).

4.1. STROJ S OTOČNOU DESKOU POHÁNĚNOU PNEUMATICKÝM MOTOREM

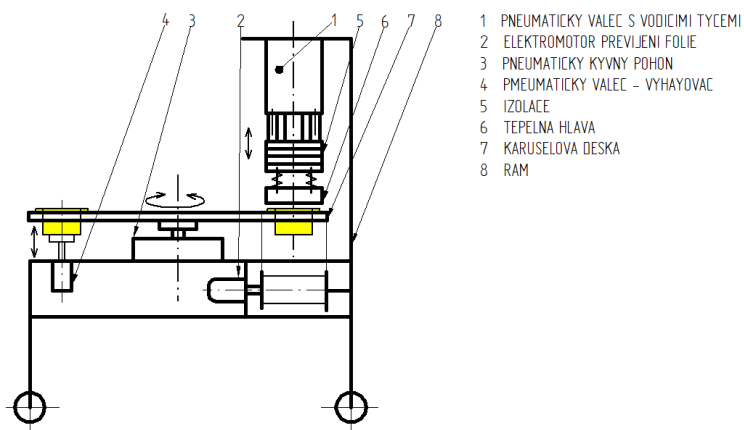
Popis hrubé koncepce stroje je proveden s pomocí obrázku č. 4.a.

Obsluha založí misku (žlutá) do otočné karuselové desky (7). Stisknutím tlačítka dojde k automatickému pootočení desky pomocí pohonu (3) o 180°, současně elektromotor (2) převine potravinářskou folii přes misku. Následně dojde k přítlaku vyhřívané hlavy (6) pomocí pneumatického válce (1) a roztavení lepidla folie na obvodě misky. Konstrukce hlavy umožní (pomocí pružin) obstřížení misky kolem jejího okraje díky střížníku umístěnému na izolaci (5).

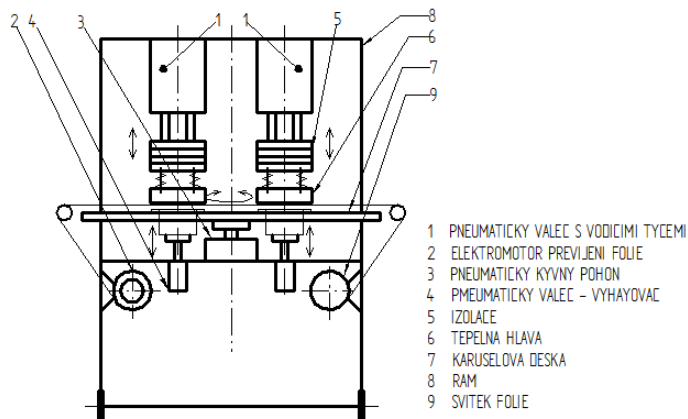
Hotovou zatavenou misku odebere obsluha stroje po automatickém vysunutí pomocí pneumatického válce (4).

Jako „podvarianta“ je uvažováno použití dvojice zatavovacích hlav, tzn. dvou pneumatických válců pracujících paralelně, jak je to vidět na obrázku č. 4.b.

Obsluha stroje založí vždy dvojici misek. Jinak je celý cyklus stejný jako u základní varianty. Výhodou je vyšší výkon stroje, nevýhoda je výrazně větší cena a větší zástavbové rozměry.



Obrázek č. 4.a: Základní koncepce stroje s pneumatickým pohonem stolu



Obrázek č. 4.b: Koncepce stroje s pneumatickým pohonem stolu a dvěma hlavami

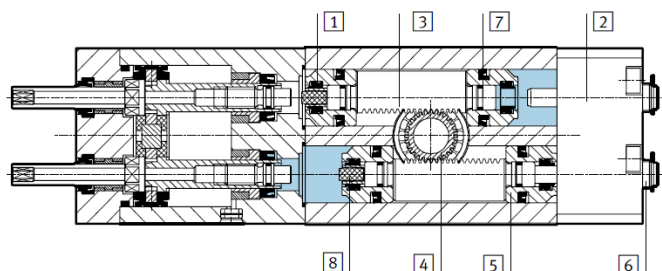
Velkou výhodou pneumatického pohonu stolu je jednoduchost konstrukce, kdy celý kyvný pneumatický pohon je možno připevnit na rám stroje a na výstupní přírubu pohonu lze přímo našroubovat kruhovou desku stroje. Další z výhod je možnost zcela volného pootáčení desky v režimu, kdy stroj je vypnut, což usnadní údržbu (čištění) stroje.

Jako nevýhodu lze uvést jisté problémy při opakovatelném polohování, hlavně přesnost a nutnost pečlivého zvážení doplnění přídavné konstrukce polohovacího mechanismu.

Příklad kyvného pneumatického pohonu firmy FESTO pracujícího na principu pastorek / ozubený hřeben včetně funkčního řezu je na obrázku č.5.

Opakovatelná přesnost polohování je nejhůře 0,15°. Pohon má seřiditelné dorazy a možnost dovýbavy tlumením v koncových polohách.

Nutno podotknout, že se zde jedná asi o nejkvalitnější kyvný pohon na trhu, kyvné pohony jiných firem (např. PNEUMAX...) nedosahují zdaleka takových opakovatelných přesností anebo tyto hodnoty nejsou vůbec garantovány.



Ø pístu	16	20	25
základní pohon			
1	trubka válce (střední díl)		
2	přípojovací víko		
3	ozubený hřeben		
4	pastorek		
5	píst		
6	seřizovací dutinka		
7	těsnění pístu		



Obrázek č. 5: Kyvný pohon pastorek / hřeben [23]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

V případě požadavku, aby stůl byl polohován na více poloh, např. po 90° , tzn. otáčel by se v jednom směru a nikoliv v rozsahu $\pm 180^\circ$ jako u předchozího pohonu pastorek / hřeben, můžeme volit pneumatický krokovací stůl. Příklad takového pohonu je na obr. č. 6, opakovatelná přesnost úhlu kyvu je nejhůře $0,03^\circ$.

- 1 průchozí díra pro přívody energií
- 2 závity pro snímání poloh
- 3 jednosměrný zpětný ventil pro regulaci rychlosti
- 4 připojení stlačeného vzduchu pro kyvadlový provoz
- 5 připojení stlačeného vzduchu pro provoz doleva nebo doprava
- 6 nastavovací šroub pro nastavení tlumení



Obrázek č. 6: Pneumatický otočný stůl [23]

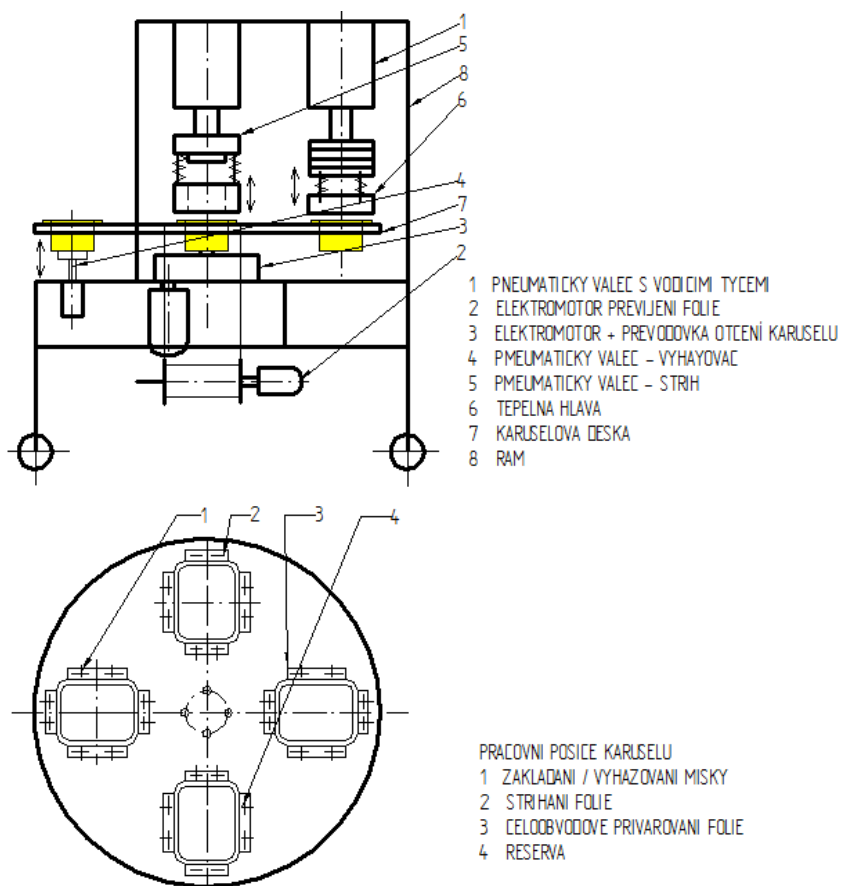


4.2. STROJ S OTOČNOU DESKOU POHÁNĚNOU ELEKTRICKÝM MOTOREM

Karuselová deska může být poháněna elektrickým motorem s převodem. Výhodou oproti pneumatickému kyvnému pohonu je možnost polohování na více pozic. V úvahu přichází asynchronní pohon se šnekovou převodovkou, ovšem doplněno o polohovací systém. Lepší a nejjednodušší řešení je použití krokového motoru se šnekovou převodovkou nebo náhonem ozubeným řemenem. Jinak je celková koncepce stroje shodná s koncepcí na obr. 4.a, resp. 4.b.

4.3. VÍTĚZNÁ KONCEPCE

Výsledná koncepce stroje je na obr. č. 7. Elektromotor s převodem (3) pohání pracovní stůl (7). Stůl je polohován na 4 pracovní pozice, jež jsou popsány v dolní části obrázku č. 7. Folie je nad středem stolu převijena elektromotorem (2). (Celý mechanismus převijení je ovšem poněkud složitější). Stříh vykoná střížník na samostatném pneumatickém válci (5). Další pneumatický válec (1) pohání tepelnou hlavu celoobvodového přivařování víčka. Pneumatický válec (4) vysune zatavenou misku.



Obrázek č. 7: Vítězná koncepce stroje



Elegantní řešení pohonu stolu pneumaticky bylo nakonec nahrazeno klasickým elektropohonem s převodem. Důvodem je překvapivě vysoká cena pneumatického kyvného pohonu (Typ z obrázku č. 5 firmy FESTO pro naše účely cca 48.000,- Kč.)

Rovněž konstrukce hlavy, na níž by bylo zakomponováno i stříhadlo, by byla velmi složitá a drahá. Také stříhadlo by mělo neobvyklou podobu, spíše by se jednalo o obstříhovací nůž. Tuto konstrukci (byť byla již rozpracovaná) by však nebylo možné prezentovat a s jistotou obhájit její funkčnost. (Bylo by zapotřebí provedení jistých pokusů na vyrobeném modelu).

Varianta s dvojitou hlavou rovněž neobstojí kvůli vysoké ceně.

5. NÁVRH POHONŮ

Výpočet a vytipování příslušných pohonů se týká:

- pohonu střížníku,	Lineární pneumatické pohony
- pohonu tepelné hlavy,	
- pohonu vyhazovače misky,	
- pohonu brzdy cívky,	
- pohonu otočné karuselové desky,	Rotační elektromechanické náhony
- pohonu převíjení folie,	

5.1. PNEUMATICKÉ POHONY

Pro volbu pneumatických pohonů se snažíme navrhnout všechny komponenty (tzn. motory, ventily, vedení, hadice, čidla...) od jednoho výrobce.

Zde zvolíme českého výrobce, firmu Poličské strojírny (PS), s výjimkou úchopné hlavice (pro brzdou cívky), která není v sortimentu PS.

Při volbě pneumatických pohonů dbáme jistých zásad, (uvedeme jen několik praktických poznámek přímo k našemu řešení):

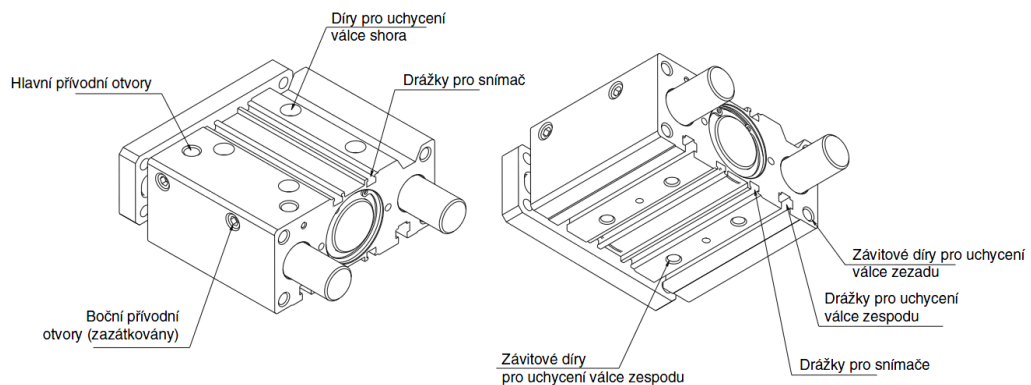
- pohony objednáváme s ohledem na vybavení příslušenství, např. pístnice pohonů v této práci musíme objednat v provedení s magnety s ohledem na senzorické vybavení
- pro pracovní operace vybereme motory s vedením; bývá kluzné (doporučeno pro větší radiální zatížení pístnice) nebo valivé (pro lepší přesnosti vedení – dražší)
- někdy je nutno pro výběr motorů respektovat již daný tlak pracovního vzduchu v provozovně, pro níž je stroj určen; v našem případě je to 4 bary.
- (Pozn.: existují různé materiálové varianty pístnic nebo celých pohonů, dále je možno koupit pohon se zvýšenou teplotní odolností těsnění, cca 120°C.)
- Používáme samomazné komponenty



Pro pohon tepelné hlavy a střižníku volíme motor s kuličkovým vedením českého výrobce firmy Poličské strojírný. Je to cenově nejlepší varianta, i když je nutno pohon „poskládat“, vedení, **obr. 9a**, se připevní ke klasickému válci. (Firmy FESTO nebo PNEUMAX prodávají tzv. kompaktní válce s vedením, rovněž kluzným nebo valivým, viz **obrázek 8**. Dále např. firma FESTO poskytuje nejlepší podporu pro konstruktéra, kdy je možno CAD modely všech výrobků zdarma stáhnout z internetového katalogu.)

Pohon vyhazovače misky volíme ze základní řady PS bez jakýchkoli speciálních nároků.

Pohon čelistí brzdy je tzv. paralelními pneumatickými čelistmi poháněnými pístem jednočinného válce; vratné pružinou, viz **obr.9b**. (Existují i varianty s dvoučinným pístem pro větší síly – nemusí překonávat sílu pružiny, dále varianty s rotačním pohybem čelistí.)



Obrázek č.8: Kompaktní vále s vedením [24]



Obr. č. 9a: Vedení pro válce [10]

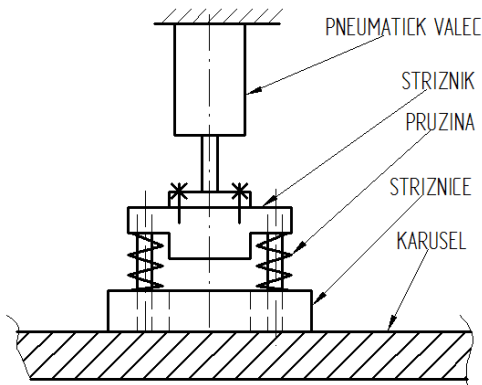


Obr. č. 9b: úchopná hlavice [24]

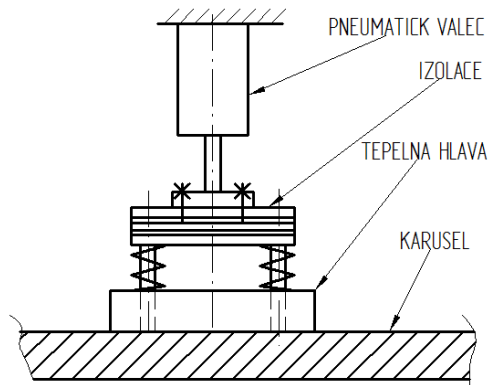


5.1.1. NÁVRH POHONU STŘIŽNÍKU

Obrázek č. 10.a znázorňuje schéma pro výpočet pohonu střížníku, na obrázku 10.b je pohon tepelné hlavy.



Obr. č. 10a: schema pohonu stříhání



Obr. č. 10b: Schema pohonu tepelné hlavy

Rovnice pro výpočet sil pneumatického pohonu střížníku:

$$F_{vs} = F_s + n \cdot k \cdot \Delta x - m_{sk} \cdot g \quad [1]$$

$$F_{vs} = 100 + 4 \cdot 500 \cdot 0,05 - 8,8 \cdot 9,81$$

$$F_{vs} = 113,672 \text{ N}$$

$$F_{zs} = (m_{sk} + m_{se}) \cdot g \quad [2]$$

$$F_{zs} = (8,8 + 11,1) \cdot 9,81$$

$$F_{zs} = 195,219 \text{ N}$$

Kde je pro rovnici [1]:

$$F_{vs} \quad , \text{potřebná síla válce při výsunu} \quad /N$$

$$F_s = 100 \text{ N} \quad , \text{potřebná síla na stříh}$$

$$n = 4 \quad , \text{počet pružin}$$

$$k = 500 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad , \text{tuhost jedné pružiny}$$

$$\Delta x = 0,05 \text{ m} \quad , \text{max. stlačení pružin při stříhu}$$

$$m_{sk} = 8,8 \text{ kg} \quad , \text{hmotnost střížníku}$$

A pro rovnici [2]:

$$F_{zs} \quad , \text{potřebná síla válce při zdvihu (zasouvání)} \quad /N$$

$$(m_{sk} + m_{se}) = 19,9 \text{ kg}, \text{ celková hmotnost střížníku a střížnice}$$



5.1.2. NÁVRH POHONU TEPELNÉ HLAVY

Rovněž použijeme obrázku 10.

Rovnice pro výpočet síly pneumatického pohonu tepelné hlavy:

$$\begin{aligned} F_{vt} &= n \cdot k \cdot \Delta x & [3] \\ F_{vt} &= 4 \cdot 2000 \cdot 0,002 \\ F_{vt} &= 16 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{zt} &= (m_{iz} + m_h) \cdot g & [4] \\ F_{zt} &= (4,1 + 8) \cdot 9,81 \\ F_{zt} &= 118,7 \text{ N} \end{aligned}$$

Kde je pro rovnici [3]:

F_{vt}	potřebná síla válce při výsunu	/N
n	= 4,	počet pružin
k	= 2000 N · m ⁻¹ ,	tuhost jedné pružiny
Δx	= 0,002 m,	max. stlačení pružin při tavení
m_{iz}	= 4,1 kg,	hmotnost izolační části hlavy

A pro rovnici [4]:

F_{zt}	potřebná síla válce při zdvihu (zasouvání)	/N
$(m_{iz} + m_h)$	= 12,1 kg,	hmotnost hlavy (izolační + vyhřívaná část)

5.1.3. NÁVRH POHONU VYHAZOVAČE MISKY

Omezíme se pouze na započítání hmoty misky při vysunutí / vyhození plné misky.

$$\begin{aligned} F_{vm} &= m \cdot g & [5] \\ F_{vm} &\approx 10 \text{ N} \end{aligned}$$

Kde je pro rovnici [5]:

F_{vm}	potřebná síla válce při výsunu	/N
m	hmotnost misky	/kg

Největší síla je potřebná pro zdvih stříhací jednotky

Vzhledem k nízké ceně pneumatických motorů můžeme volit značně naddimenzované motory pro oba hlavní pracovní pohony (stříhání a tepelné přivařování víček) s průměrem pístu 50mm, jejichž vedení je dostatečně masivní a vyhovuje pro začlenění do rámu.

(Síla na pístnici při tlaku 0,4Mpa – to je tlak pracovního vzduchu v provozovně – je dle katalogu výrobce asi 700 N).

(Pohon vyhazování misky je motorem s průměrem pístu 32 mm / zdvih 100mm).

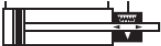
5.1.4. PNEUMATICKÉ ZAPOJENÍ

Při tvorbě pneumatického schématu, především pro logiku číslování jednotlivých komponent bylo použito literatury [9/21].

Hlavní pneumatické pohony by měly být zajištěny proti pohybu, a to při ztrátě tlaku pracovního vzduchu např. při uvedení stroje do klidu. Jinak hrozí nebezpečí (v našem případě) pádu technologických hlavíc připevněných na spojce pístnice na pracovní plochu.

5.1.4.1. BLOKACE PÍSTNICE MECHANICKOU BRZDOU

Velmi účinný způsob blokace válce je mechanickou brzdou, jež se aktivuje při ztrátě tlaku a uzamkne pístnici. Příklad schematického značení a konkrétních hodnot přídržných sil z katalogu výrobků firmy POLIČSKÉ STROJÍRNY je na obrázku č. 11.

Schematická značka Schematic symbol	Řada Series	Průměr válce Cylinder \varnothing	Základní hmotnost válce zdvih 100 mm (kg) Basic cylinder weight 100 mm (kg) stroke	Hmotnost za dalších 100 mm zdvihu (kg) Weight of additional 100 mm of stroke (kg)	Statická přídržovací síla brzdy (N) Static brake holding power (N)
	PSB5	\varnothing 32	0,95	0,25	790
		\varnothing 40	1,30	0,55	1240
		\varnothing 50	2,20	0,65	1930
		\varnothing 63	2,80	0,75	3060
		\varnothing 80	4,60	1,15	5400
		\varnothing 100	6,70	1,40	7700
		\varnothing 125	7,20	1,30	12040

Obr. č. 11: Parametry brzdy pístnic [10]



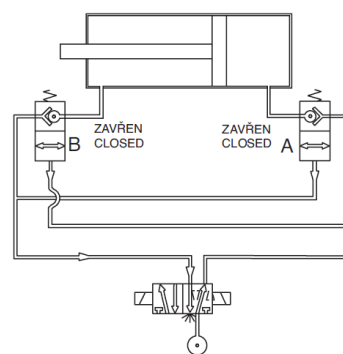
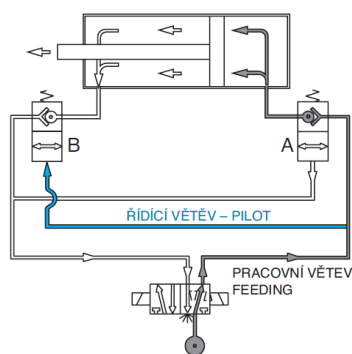
5.1.4.2. BLOKACE PÍSTNICE BLOKAČNÍMI VENTILY

Možný způsob blokace je vysvětlen pomocí obrázku č.12. Hlavní ovládací rozvaděč pošle tlak do prostoru nad píst přes jednosměrný ventil, zároveň řídicí větev přestaví ventil B do propustné pozice, což způsobí vysunutí pístnice.

Při odeznění tlaku pak pružiny ventilů A a B přestaví ventily do nepropustného stavu.

Válec v pohybu / Cylinder in action

Válec zablokován / Stopped Cylinder



Obr. č.12: Blokace pístnice blokačními ventily [10]

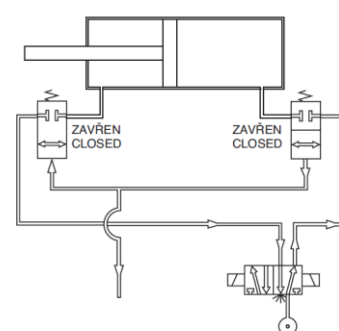
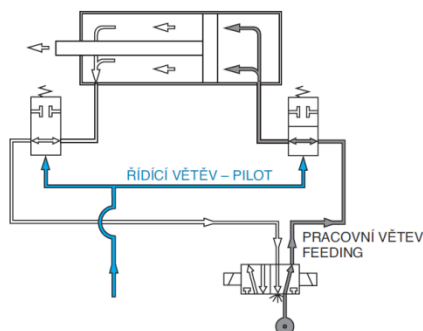
5.1.4.3. BLOKACE PÍSTNICE VENTILY S NEZÁVISLOU ŘÍDÍCÍ VĚTVÍ

Vítězný způsob pro tvorbu pneumatického schéma je popsán pomocí obrázku 13. Pilotní větev je nezávislá na hlavním ovládacím rozvaděči a umožňuje pohyb pístnice obousměrně. Je-li obvod bez tlaku, pružiny přestaví dvojici ventilů do pozice zamčeno.

Oproti variantě kapitoly 5.1.4.1. (brzda) je to cenově výhodnější. Jako jistou výhodu oproti variantě kapitoly 5.1.4.2. lze snad uvést, že ventily ovládané nezávislou pilotní větví nemusejí být opotřebovávány přestavováním při každém pohybu motoru.

Válec v pohybu / Cylinder in action

Válec zablokován / Stopped Cylinder

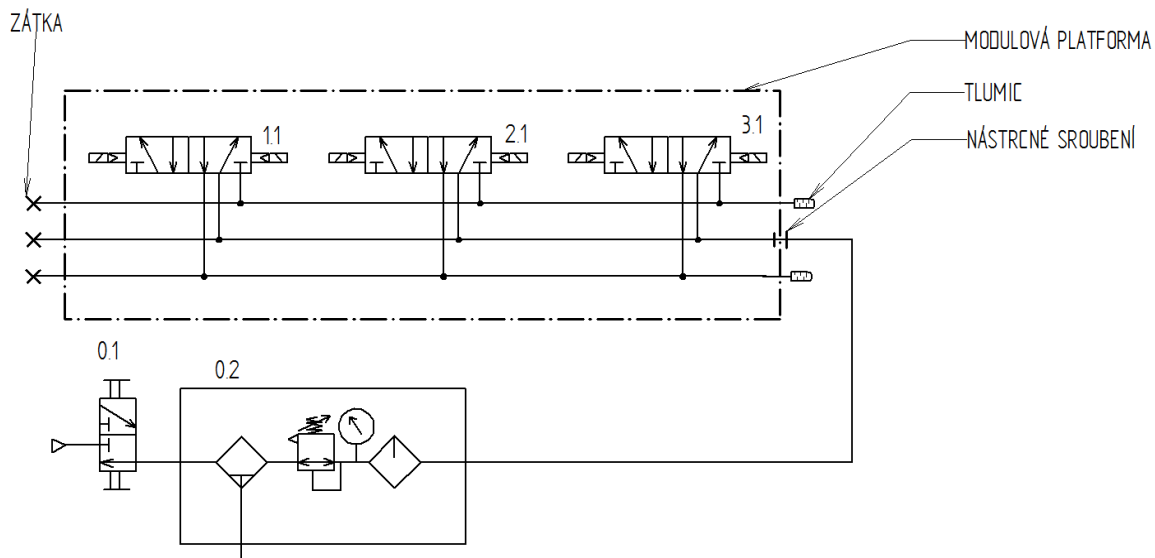


Obr. č.13: Blokace ventily s nezávislou řídicí větví [10]



5.1.5. UMÍSTĚNÍ VENTILŮ

Hlavní řídicí ventily je možno mechanicky umístit na společnou platformu (ta je také nákupním dílem, cena se pohybuje v řádech stovek korun), schéma propojení je na následujícím obrázku.



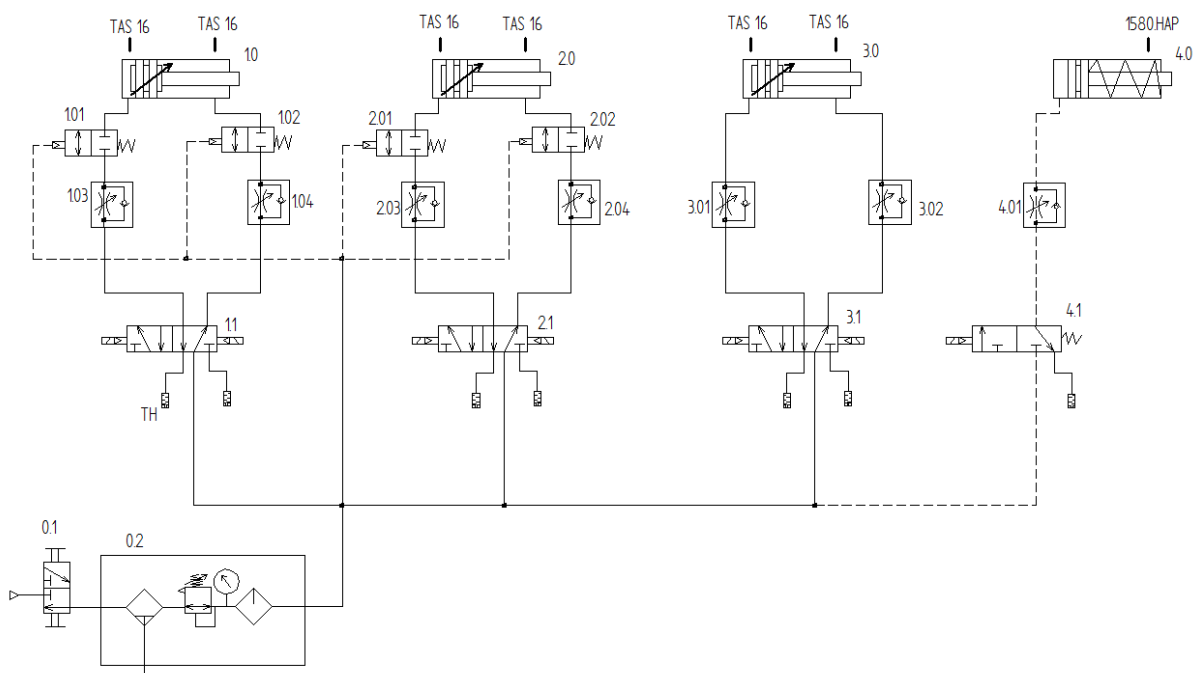
Obr. č. 14: Schema možného způsobu umístění ventilů na společné platformě

5.1.6. PNEUMATICKÉ SCHEMA

- motory 1.0, 2.0, 3.0 s tlumením v koncových polohách, s magnety pro senzory
- motor 4.0, (pro čelist brzdy), jednočinný válec vratný pružinou
- škrtkové ventily **na výtupu** (jinak hrozí při proměnlivém vnějším zatížení trhavý pohyb pístnice)
- dvupolohové pěticestné elektroventily (24V DC), pro čelist dvupolohový třícestný ventil (24V DC)
- blokační ventily ovládané nezávislou pilotní větví



DIPLOMOVÁ PRÁCE



POZ.	OZNAČENÍ VÝROBCE	POPIS	KS
0.1		RUČNÍ PŘESUVNÝ VENTIL	1
0.2		JEDNOTKA ÚPRAVY VZDUCHU	1
1.0	PS5050A0050	PNEUMATICKÝ VÁLEC S VEDENÍM	1
2.0	PS5050A0050	PNEUMATICKÝ VÁLEC S VEDENÍM	1
3.0	PS5032A0100	PNEUMATICKÝ VÁLEC	1
4.0*	6310.16.NO*	PARALELNÍ CHAPADLO	1*
1.1	23408430	ELEKTROVENTIL 5/2	1
2.1	23408430	ELEKTROVENTIL 5/2	1
3.1	23408430	ELEKTROVENTIL 5/2	1
4.1.	BP381RF	ELEKTROVENTIL 3/2 G 1/8	1
1.01	BU8880	BLOKAČNÍ VENTIL G 1/4	1
1.02	BU8880	BLOKAČNÍ VENTIL G 1/4	1
1.03	BU8900	ŠKRTÍČÍ VENTIL	1
1.04	BU8900	ŠKRTÍČÍ VENTIL	1
2.01	BU8880	BLOKAČNÍ VENTIL G 1/4	1
2.02	BU8880	BLOKAČNÍ VENTIL G 1/4	1
2.03	BU8900 SZS 14C	ŠKRTÍČÍ VENTIL	1
2.04	BU8900 SZS 14C	ŠKRTÍČÍ VENTIL	1
3.01	BU8900 G18	ŠKRTÍČÍ VENTIL G 1/8	1
3.02	BU8900 G18	ŠKRTÍČÍ VENTIL G 1/8	1
4.01	BU8900 G18	ŠKRTÍČÍ VENTIL G 1/8	1
	TH	TLUMIČ HLUKU	8
	TAS 16	SNÍMAČ (PNP KONEKTOR)	6
*	1580.HAP*	SNÍMAČ (PNP KONEKTOR)	1*
	HA05000-0050	VEDENÍ VÁLCE	2
	ZEPA0008-B	HADICE 8/6	
- - -	ZEPA0005-B	HADICE 5/3	

*PNEUMAX



5.2. ROTAČNÍ ELEKTROMECHANICKÉ POHONY

Pro pohon karuselu a převíjení folie lze použít elektrický motor s převodem. Jako nejjednodušší systém z hlediska konstrukce a řízení motoru můžeme zmínit sestavu krokového motoru se šnekovou převodovkou. Správné provedení pohonu je doplněno pružnou křížovou spojkou např. typu „Oldham“ (s pružným plastovým středem). Spojka tlumí hluk a vibrace, kompenzuje případnou nesouosost [11]. Příklad takového pohonu s motorem Microcon a převodovkou TOS Znojmo je na obr. 15.



Obr. č. 15: Pohon se spojkou Oldham [11]

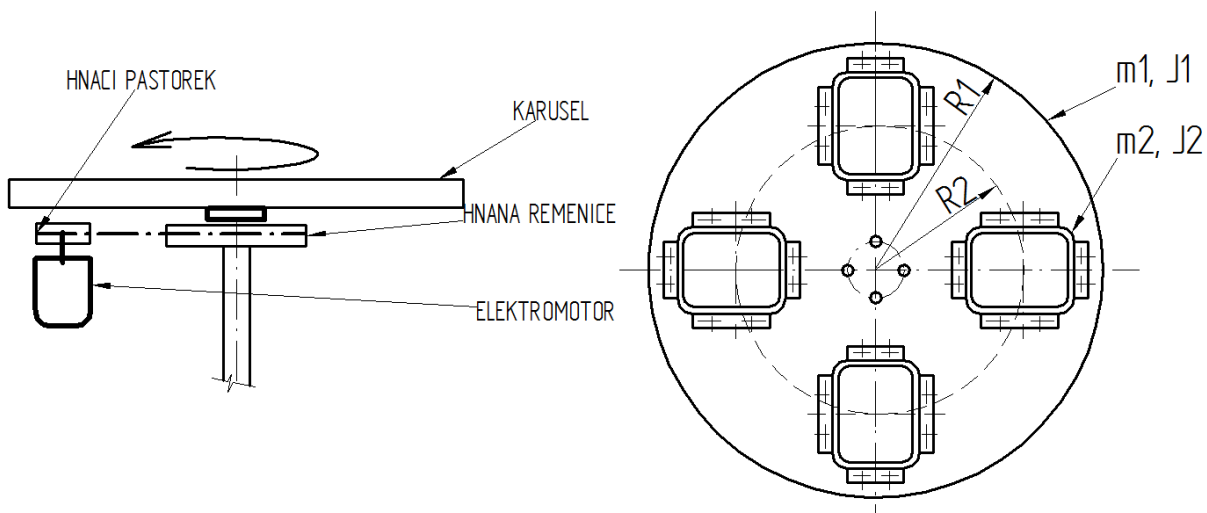
Pro náhon stolu i převíjení folie byl vybrán převod s ozubenými tzv. synchronními řemeny.

Důvod je efektivní převodování, velmi přesný přenos kroutícího momentu a hlavně bezhlučný a bezúdržbový chod.

(Převodové poměry jsou doporučeny max. $i=11$, při svislé poloze hřídelí řemenic musí být voleny řemenice s oboustrannými protiskluzovými přírubami).

5.2.1. NÁVRH POHONU OTOČE KARUSELU

Pro sestavení základních rovnic pohonu karuselu je použit obrázek č. 16. Elektromotor pohání přes převod pracovní karusel na 4 pozice. Vpravo pohled shora na karusel.



Obrázek č. 16: Schema pro výpočet pohonu karuselu



Pro kroutící moment karuselu platí:

$$M_{karusel} = \frac{L_{poč} - L_{karusel}}{T_{zryc h}} \quad [6]$$

(Pozn.: v případě přímého náhonu např. pneumatickým kyvným pohonem je $M_{karusel}$ shodný s potřebným minimálním momentem pohonu)

(Pozn.: vztah [6] odpovídá vztahu $M_{karusel} = J_{karusel} \cdot \varepsilon$, tzn. že $\Delta L_{karusel} = J_{karusel} \cdot \Delta\omega_{max}$ a taky $\varepsilon = \frac{\Delta\omega_{max}}{T_{zryc h}}$)

Kde je:

$M_{karusel}$	potřebný moment pohonu karuselu	$/N \cdot m$
$L_{karusel}$	moment hybnosti karuselu	$/kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$
$L_{poč} = 0$	počáteční moment hybnosti	$/kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$
$T_{zryc h}$	čas ke zrychlení na rychlost ω	$/s$

Ke zjištění momentu hybnosti :

$$L_{karusel} = J_{karusel} \cdot \omega \quad [7]$$

Kde je:

$J_{karusel}$	celkový moment setrvačnosti	$/kg \cdot m^2$
ω	úhlová rychlost karuselu	$/rad \cdot s^{-1}$

Celkový moment setrvačnosti karuselové desky získáme následovně:

$$J_{karusel} = J_1 + 4J_2 \quad [8]$$

Kde je:

J_1	moment setrvačnosti základní desky stolu	$/kg \cdot m^2$
J_2	moment setrvačnosti misky + kazety	$/kg \cdot m^2$

Příslušné momenty setrvačnosti:

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot R_1^2 - 4 \cdot m_o \cdot R_2^2 \quad [9]$$

Kde je:

m_1	hmotnost desky bez misek (počítáno jako disk)	$/kg$
R_1	poloměr karuselu	$/m$
m_o	hmotnost odebrané části karuselu pro misku	$/kg$

Momenty setrvačnosti jednotlivých misek s kazetou :

$$J_2 = m_2 \cdot R_2^2 \quad [10]$$

Kde je:

m_2	hmotnost misky + hmotnost kazety	$/kg$
R_2	poloměr karuselu procházející těžištěm misky	$/m$

Potřebný moment elektromotoru:

$$M_{el} = J_{red} \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{\eta} \quad [11]$$

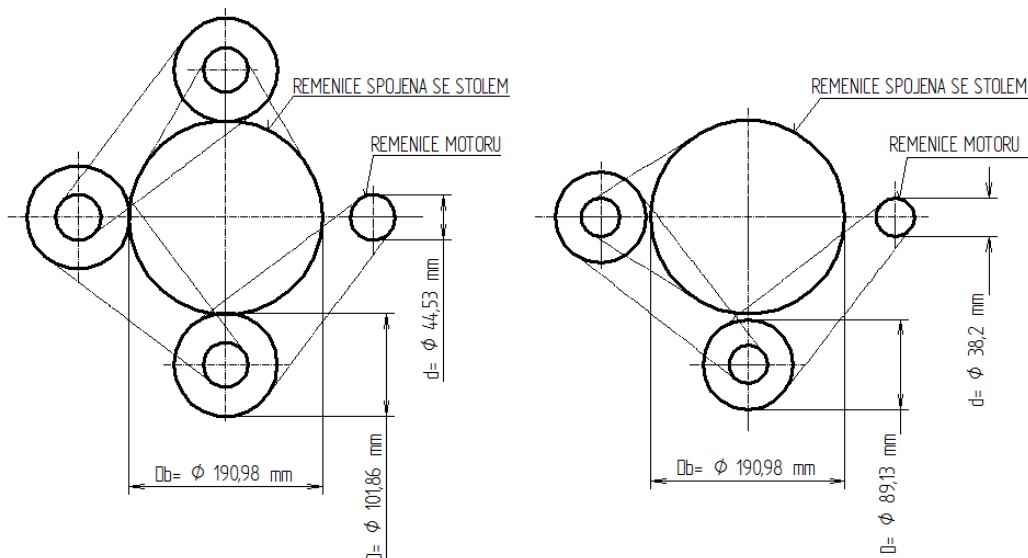


Kde je:

M_{el}	potřebný moment elektromotoru	$/N \cdot m$
J_{red}	redukovaný moment setrvačnosti	$/kg \cdot m^2$
ε	úhlové zrychlení motoru	$/rad \cdot s^{-2}$
η	celková účinnost pohonu	$/-$
$\eta = \eta r^p \cdot \eta l^n$, ηr účinn. řemene, ηl účinn. ložiska, n počet ložisk, p počet řemenů		

Požadované výstupní otáčky stolu jsou cca 0,25/s, pokusíme se navrhnout vhodný převodový systém pro výběr krokového motoru.

Výsledné 2 varianty systému vícenásobného řemenového převodování jsou patrné z obrázku 17, který použijeme pro sestavení výpočtu momentu setrvačnosti redukovaného na hřídel motoru. Označení průměrů řemenic respektuje indexaci ve vztazích.



Obr. č. 17: převodový systém pracovního stolu (2 varianty)

Vydeme ze zákona zachování kinetické energie, pro čtyřnásobný převod dle obrázku 17 vlevo:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \omega_{mot}^2 &= \frac{1}{2} \cdot \omega_{mot}^2 \cdot (J_{mot} + J_d) + \frac{1}{2} \cdot \omega_2^2 \cdot (J_d + J_D + J_h) + \\ &+ \frac{1}{2} \cdot \omega_3^2 \cdot (J_d + J_D + J_h) + \frac{1}{2} \cdot \omega_4^2 \cdot (J_d + J_D + J_h) + \\ &+ \frac{1}{2} \cdot \omega_{kar}^2 (J_{Db} + J_{karusel} + J_H) \end{aligned} \quad [12]$$

Po úpravě obdržíme vztah:

$$\begin{aligned} J_{red} &= J_{mot} + J_d + (J_d + J_D + J_h) \left[\left(\frac{\omega_2}{\omega_{mot}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_3}{\omega_{mot}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_4}{\omega_{mot}} \right)^2 \right] + \\ &+ (J_{Db} + J_{kar} + J_H) \left(\frac{\omega_{kar}}{\omega_{mot}} \right)^2 \end{aligned} \quad [13]$$



Pro trojnásobný převod dle obrázku 17 vpravo již přímo:

$$J_{red} = J_{mot} + J_d + (J_d + J_D + J_h) \left[\left(\frac{\omega_2}{\omega_{mot}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_3}{\omega_{mot}} \right)^2 \right] + (J_{Db} + J_{kar} + J_H) \left(\frac{\omega_{kar}}{\omega_{mot}} \right)^2 \quad [14]$$

Kde je ve vztazích [13] a [14]:

J_{mot}	moment setrvačnosti rotoru	/kg · m ²
J_d	moment setrvačnosti menší řemenice	/kg · m ²
J_D	moment setrvačnosti větší řemenice	/kg · m ²
J_{Db}	moment setrvačnosti největší řemenice	/kg · m ²
J_{kar}	moment setrvačnosti karuselu	/kg · m ²
J_h	moment setrvačnosti řemenicové hřídele	/kg · m ²
J_H	moment setrvačnosti centrální hřídele	/kg · m ²
ω_{mot}	úhlová rychlost rotoru	/ $\frac{rad}{s}$
ω_2	úhlová rychlost řemenic 1. převodu	/ $\frac{rad}{s}$
ω_3	úhlová rychlost řemenic 2. převodu	/ $\frac{rad}{s}$
ω_4	úhlová rychlost řemenic 3. převodu	/ $\frac{rad}{s}$
ω_{kar}	úhlová rychlost karuselu a řemenice Db	/ $\frac{rad}{s}$

Pro úhlové zrychlení rotoru motoru platí:

$$\varepsilon = \varepsilon_{karusel} \cdot i \quad [15]$$

Kde:

$\varepsilon_{karusel}$	úhlové zrychlení karuselu	/rad · s ⁻²
i	převodový poměr	/-

$$\varepsilon_{karusel} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{karusel}}{T_{zrych}}$$

$$i = i_1^3 \cdot i_4, \text{ obr. 17 vlevo}, i = i_1^2 \cdot i_4, \text{ obr. 17 vpravo} \quad [16]$$

Kde převodové poměry jsou příslušné poměry průměrů řemenic, které jsou číselně vyjádřeny na obr. 17:

$$i_1 = \frac{D}{d}$$

$$i_4 = \frac{D_b}{d}$$



Výkon elektromotoru určíme z rovnice:

$$P_{mot} = M_{el} \cdot \omega_{mot} \quad [17]$$

Kde:

$$P_{mot} \text{ požadovaný výkon elektromotoru} \quad /W$$
$$\omega_{mot} \text{ úhlová rychlost rotoru} \quad /rad \cdot s^{-1}$$

Celý návrh pohonného systému byl optimalizován tak, aby bylo možno použít krokový motor napájený 24V DC - (tj. bezpečné napětí, navíc stejné napětí, na jakém pracují elektroventily pneumatických pohonů) – a efektivně jej využívat v rozumném otáčkovém spektru.

Největší vliv na dimenzování motoru mají setrvačné účinky karuselu. Pro obě uvažované varianty převodování (dle obrázku č. 17) bylo počítáno se dvěma typy materiálu karuselu:

- karuselová deska z nerezí (průměr 820 mm / tl. 6 mm), výměnné matrice (vkládané do karuselu) z nerezí
- karuselová deska z duralu (průměr 820 mm / tl. 10 mm), výměnné matrice (vkládané do karuselu) z duralu

Výhoda nerezového materiálu (1.4301) oproti duralu (AlMg Si 0,5) je vyšší odolnost, možnost volby menší tloušťky materiálu. Nevýhoda spočívá ve vyšších nákladech na výrobu (obrábění) a větší hmotnosti (nelze docílit hmotnosti duralového karuselu s rozumnou tloušťkou nerezové desky).

Nejdůležitější pro návrh je porovnání momentové charakteristiky zvoleného motoru - typ M1233071(dodávaného firmou RAVEO Zlín) - s vypočtenou potřebou momentu. Porovnání je možno provést na následujícím obrázku č. 18, prezentujícím tabulku hlavních vypočtených údajů kapitoly 5.2.1.

Tučně zvýrazněné hodnoty v dolní části tabulky jsou minutové otáčky pro lepší orientaci v grafu a potřebný moment pro pohon duralového karuselu obou variant převodových systémů právě do těchto otáček. Málo větší reserva¹ momentu je u třinásobného převodování, což je dáno provozem v oblasti cca 400 ot/min, kde moment ještě tak strmě neklesá. Taky účinnost pohonu je o něco vyšší než u varianty čtyřnásobného převodování.(menší počet ložisk a řemenů).

Volíme tedy třinásobné převodování a duralovou desku pracovního stolu.

Dole na obrázku je momentová charakteristika již zmíněného krokového motoru pro 24 V DC, jež byla poskytnuta dodavatelem motorů (firmou RAVEO Zlín [12]).

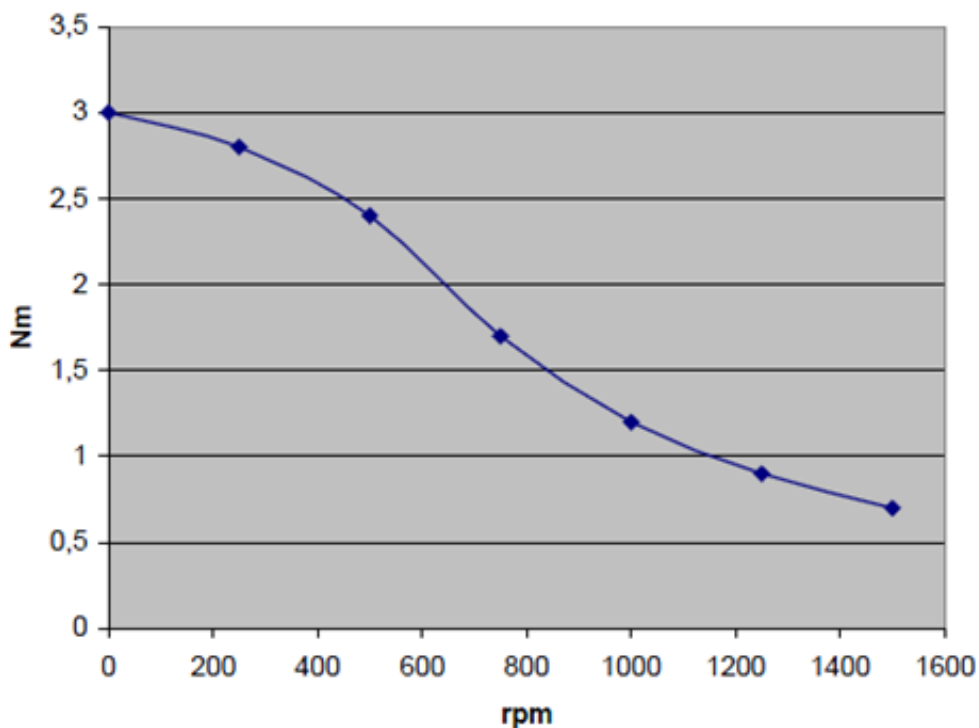
¹ Skutečná momentová reserva je vyšší, bylo počítáno s těžšími hmotami a trochu nižší účinností. (Ve výpočtu byl zanedbán odpor podpěrných ložisk stolu a odpor bezpečnostních kartáčů spodního krytu.)



DIPLOMOVÁ PRÁCE

		čtyřnásobný převod varianta 1		trojnásobný převod varianta 2	
Řemenice (J_d)	[kg · m ²]	2.0000e-05		1.0000e-05	
Řemenice (J_D)		6.0000e-04		3.0000e-04	
Řemenice (J_{Db})		0.0077		0.0077	
Karusel (J_{kar})		3.7051 nerez / 1.623 dural		3.7051 nerez / 1.623 dural	
Rotor (J_{mot})		0.069e-3		0.069e-3	
Hřídel řem (J_h)		1.1488e-006		1.1488e-006	
Osa centrální (J_H)		0.0036		0.0036	
ω_{mot}	[rad/s]	80.4151		42.7529	
ω_2		35.1786		18.3233	
ω_3		15.3893		7.8531	
ω_4		6.7322			
ω_{kar}		1.5707		1.5707	
Otáčky motoru n	[1/s]	12.7985		6.8043	
Otáčky motoru n	[1/min]	767.9084		408.26	
Moment	[Nm]	<i>nerez. karusel</i>	<i>dural. karusel</i>	<i>nerez. karusel</i>	<i>dural. karusel</i>
0.15*		1.4676	0.7578	2.2580	1.1479
0.2*		1.1007	0.5683	1.6939	0.8609
0.25*		0.8806	0.4547	1.3548	0.6887
0.3*		0.7338	0.3789	1.1290	0.5739
Výkon	[W]	118.0237	60.94365	99.5379	49.0747
		88.5177	45.7077	72.4035	38.8060
		70.8142	36.5661	57.9228	29.4448
		59.0118	30.4718	48.2690	24.5374

*doba náběhu na otáčky [s]

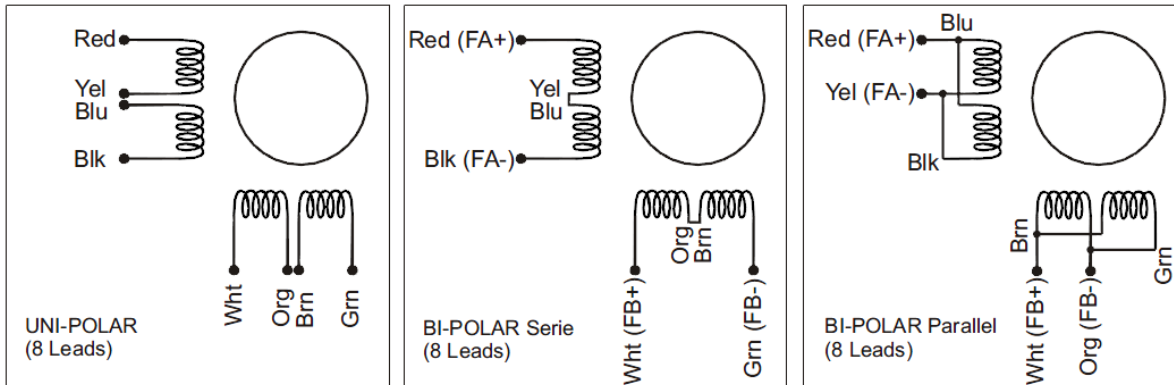


Obr. č.18: Porovnání výpočtu s momentovou charakteristikou motoru



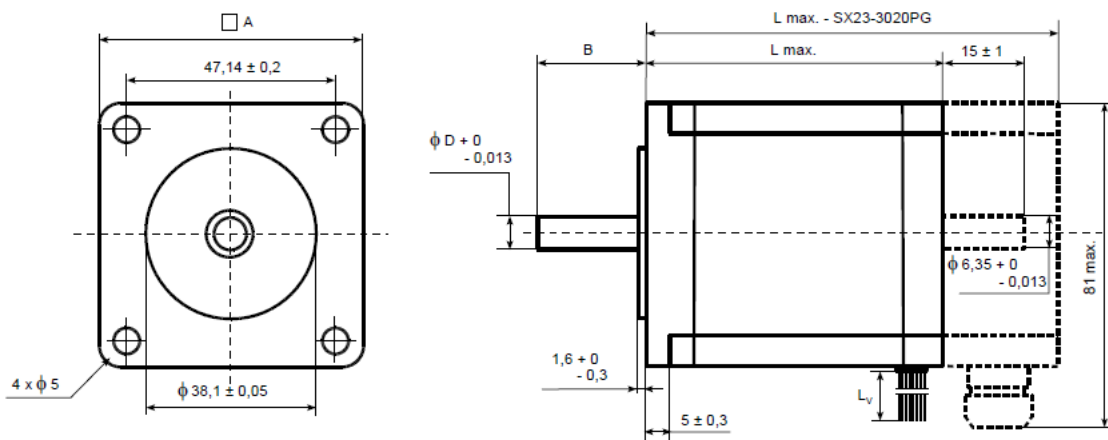
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Způsoby zapojení statorového vinutí krokových motorů s typizovanou přípojkou „NEMA 23“, pro náš konkrétní je to tzv. bipolární paralelní zapojení (takové poskytuje větší moment za cenu většího proudu) viz obrázek 19 zcela vpravo:



Obr.č.19: Schema statoru 2f krokových motorů [12]

Rozměry motoru typ NEMA23, kde $L_{max} = 100$ mm, $A=57$ mm, $B=21$ mm a průměr hřídele $d = 8 -0,013$ mm:



Obr. č. 20: Rozměrový náčrt motoru M1233071 [12]

(Použijeme napáječ krokových motorů doporučený dodavatelem, a to typ DS10 výrobce firmy LAM Technologies electronic equipment)



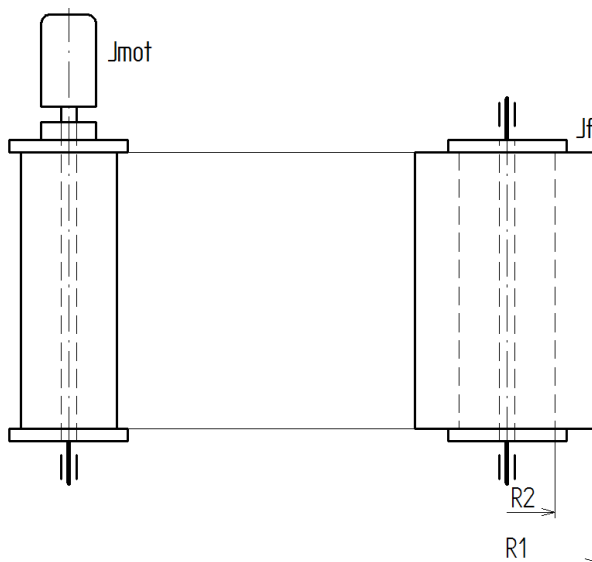
5.2.2. NÁVRH POHONU PŘEVÍJENÍ FOLIE

Především je třeba nepodcenit skutečnost, že celá část převíjení folie je poměrně složitým mechanickým systémem.

Mnohem důležitější nežli samotný výpočet výkonu motoru je zajištění funkčnosti mechanismu jako celku.

5.2.2.1. ZÁKLADNÍ NÁVRH PŘEVÍJENÍ

Obrázek číslo **21** schematicky znázorňuje základ původní řešení pohonu potahu folie. Elektromotor s momentem setrvačnosti rotoru J_{mot} přímo nahání cívku převíjející folii z plného svitku o momentu setrvačnosti J_f . Vnější poloměr svitku je $R1$, vnitřní poloměr je $R2$, hmota svitku je m .



Obrázek č. 21: Schema původního pohonu převíjení folie

Podobný mechanismus však nefunguje zcela spolehlivě ani s přibrzdováním cívky svitku folie. Také hrozí nebezpečí přetržení, protože svitek folie je potřeba rozotovat potahem za zbytkové pásy folie, které zůstanou po prostřížení.

Dále je nutno řešit odměřování délky folie, kde není možno počítat konstantní pootočení cívky, protože průměr svitku folie se v čase zmenšuje. Např. lze použít odměřovací kolečko umístěné na čele pomocného válce a indukční snímání, což je znázorněno na obrázku č. **22a** a **22b**.

Také ze zkušeností s funkcí převíjecích strojů vyplývá nutnost potahu folie v místě, kde je ještě celistvá (ne za zbytkové pásy po stříhu!!).

**5.2.2.2.1. KINEMATICKÉ POMĚRY**

$$L = \varphi \cdot i_{celk} \cdot R_v \quad [18]$$

Kde je:

L	požadovaná délka potahu folie	/m
φ	otočení stolu (jeden cyklus)	/rad
i_{celk}	celkový převod	
R_v	poloměr válce potahu	/m

$$i_{celk} = \frac{i}{i_{12} \cdot i_{23}} \quad [19]$$

Kde je:

 i základní převod (převodovka)**5.2.2.2.2. PŘÍKLAD NÁVRHU KINEMATIKY CENTRÁLNÍHO POHONU**

Chceme li použít z nějakého důvodu i potahový válec zvoleného průměru (volíme válec z potravinářského plastu tak, abychom jej nemuseli obrábět a zároveň víme, že délka potahu nemusí být zcela přesná), volíme následující postup:

Pro ukázkou konkrétního příkladu zvolíme:

L	0.14	m	Délka potahu
φ	Pi/2	rad	Otočení stolu
i	30		Převod převodovky
R_v	0.03	m	Poloměr válce potahu
d_{R1}	47.75	mm	Zvolená norm. řemenice (pastorek)
d_{R2}	d_{R1}		Zvolená normalizovaná řemenice

Ze vztahů [18] a [19] jsou jediné neznámé $i_{12} \cdot i_{23}$.

$$i_{12} \cdot i_{23} = \frac{\varphi \cdot i \cdot R_v}{L}$$

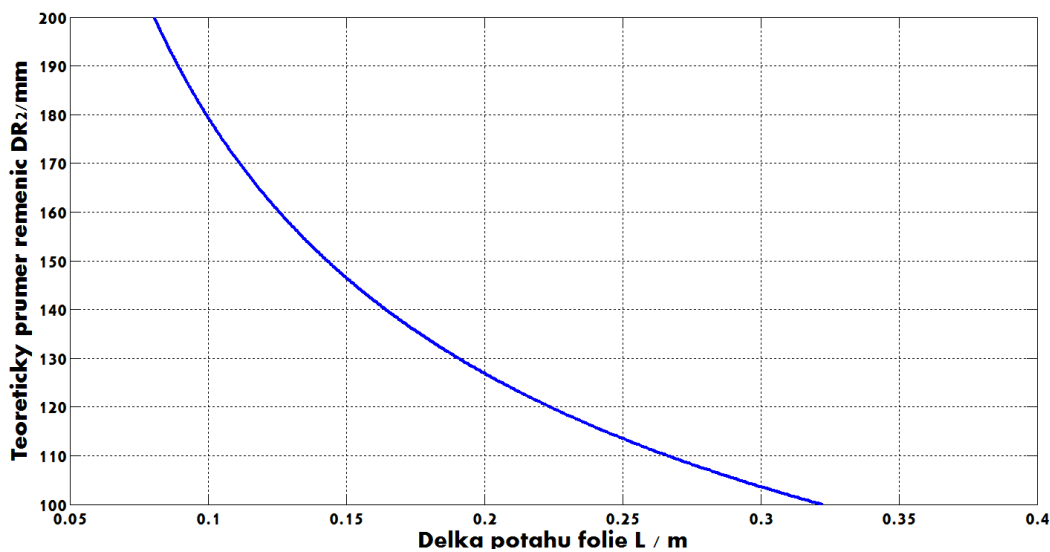
$$i_{12} \cdot i_{23} = 10.0980$$

Tak, jako jsme zvolili průměry malých řemenic (pastorků) d_{R1} a d_{R2} , nalezneme dvě větší, aby jejich průměry d_{R2} byly stejné, a aby byl zachován převod. Pomůžeme si skriptem MATLABU, kde rozumně odhadneme průměr řemenic, rozkouskujeme interval a s použitím [18] zobrazíme graf délek L v závislosti na průměru řemenic.



Skript:

```
Lth=0.14;%m, délka potahu  
Rv=0.03;%m, polomer valce potahu  
fi=pi/2;%rad, pracovni pootoceni stolu  
i=30;%zakladni prevod motor / stul  
Dr1=47.75; %mm, normovane vzpocetove prumery remenic  
DR2=linspace(200, 50, 500);  
i12=DR2./Dr1; %vyber prevodu 1  
L=fi*i*Rv./(i12.^2);
```



Obr. č. 24: Graf délka potažené folie / velikost řemenic

Nejblíže je hodnota 0.1401 na 242. místě matice, čemuž odpovídá teoreticky průměr 151,7034 mm (na 242 místě matice řemenic). Vybereme nejbližší normalizovaný průměr řemenice stejné řady jako malé řemeničky (firmy ULMER, typ AT10), a to 152,78mm.

Pro kontrolu skutečné délky potahu zvolíme konkrétní průměry řemenic a zpětně přepočteme délku potahu. Kontrola délky potahu:

```
Lskut=fi*i*Rv/(152.78/47.75)^2
```

L = 0.1381m,

což je přijatelný rozdíl oproti zadané délce 0.140m.

(Samozřejmě se dá hodnota upravit hledáním dalších řemenic s přihlédnutím k již získaným výsledkům). Můžeme takto použít potahový válec čistého potravinářského plastu zvoleného průměru, aniž bychom ho obráběli.

Pokud bychom ze vztahu [18] vypočítali Rv, (za použití normalizovaných řemenic), mohli bychom docílit zcela přesnou délku potáhnutí, ale s obráběním průměru válce.

Pomůžeme si opět skriptem, kde už ale za průměry větších řemenic DR dosadíme matici konkrétních katalogových hodnot:



DIPLOMOVÁ PRÁCE

```
Lskut=fi*i*Rv/(152.78/47.75)^2;  
DR=[190.98, 152.78,  
140.06,127.37,114.59,101.86,95.49,85.95,82.76,79.58,76.39];%mm,  
normovane vzpocetove prumery remenic  
iremen=DR./Dr1; %vyber prevodu  
icelk=i./(iremen.^2);  
R=140./(fi.*icelk);  
D=(2*R)'; %prumer valce pro potah o delku L / mm
```

Vyráběné průměry řemenic DR/ mm	D - Průměr válce pro potah o délku 140mm / mm
190,98	95,048
152,78	60,827
140,06	51,120
127,37	42,277
114,59	34,218
101,86	27,038
95,49	23,762
85,95	19,251
82,76	17,848
79,58	16,503
76,39	15,206

(Pozn: cívka navíjejí zbytky a otáčející se rychlostí ω_5 , jak to je naznačeno obrázkem č.13, je volena již jen tak, aby při převíjení byla třecí spojka vždycky v činnosti a zajistila vždy dopnutí folie).

**5.2.2.2.3. NÁVRH MOTORU CENTRÁLNÍHO NÁHONU**

Ke vztahu [11] pro potřebný moment motoru pro karusel (respektovali bychom ale převod převodovkou místo řemeny) připočteme moment potřebný na převíjení folie. Takže celkový moment motoru M_{celk} :

$$M_{celk} = M_{el} + M_{elf} \quad /Nm \quad [20]$$

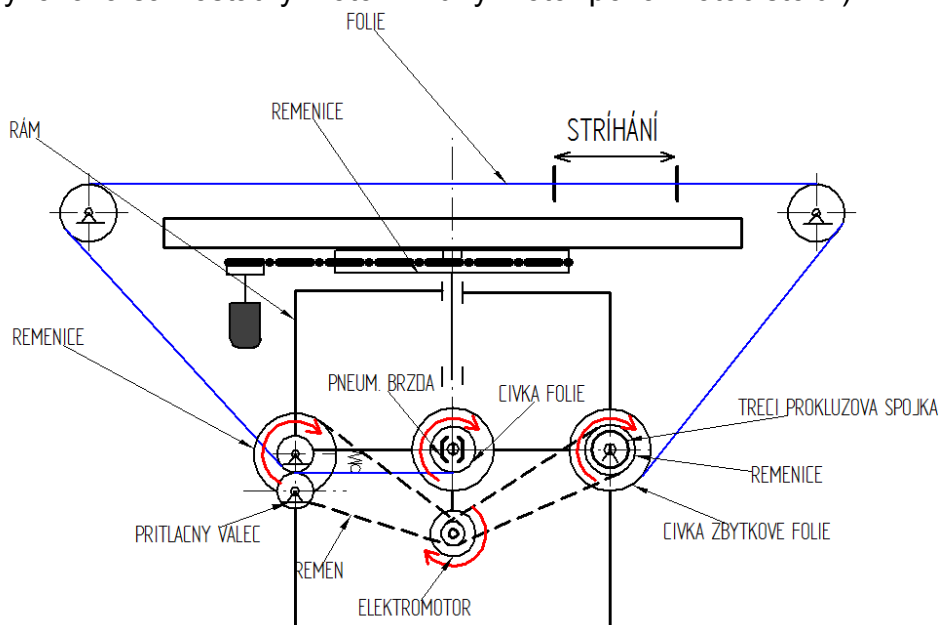
Platí:

$$M_{elf} = \frac{J_{red} \cdot \varepsilon}{\eta_{celk}} + \frac{M_{pr}}{i} \quad [21]$$

Kde: M_{elf} moment motoru na převíjení $/N \cdot m$
 J_{red} redukovaný moment setrvačnosti $/kg \cdot m^2$
 ε úhlové zrychlení rotoru $/rad \cdot s^{-2}$
 η_{celk} celková účinnost systému převíjení
 M_{pr} moment od přitlačné síly $/N \cdot m$
 i poměr průměrů řemenice potahového válce a pastorku

5.2.2.3. VÍTĚZNÝ SYSTÉM PŘEVÍJENÍ S NEZÁVISLÝM KROKOVÝM MOTOREM

Princip vítězného systému převíjení je popsán pomocí obrázku č. 25. Elektromotor (dole) pohání řemenici válce (vlevo), spolu s přitlačným válcem dochází k potahu folie (modrá) ze základní cívky. Další naháněná řemenice pohání cívku (vpravo) navíjející zbytkové pásy po prostřížení. Důležité je nasazení třecí spojky, aby při dopínání nebyla folie ve zbytkových páscích přetržena. Cívka folie je brzděna po zastavení motoru pneumatickými čelistmi. (Systém je shodný s návrhem kapitoly 5.2.2.2. s rozdílem, že převíjení vykonává samostatný motor. Druhý motor pohání otoč stolu.)



Obr. č. 25: Převíjení folie – princip vítězného návrhu



Kde pro [23] je:

J_{mot}	moment setrvačnosti rotoru převíjení	$/kg \cdot m^2$
J_d	moment setrvačnosti pastorku	$/kg \cdot m^2$
J_1	moment setrvačnosti řemenice + válce 1	$/kg \cdot m^2$
J_{cf}	moment setrvačnosti cívky folie	$/kg \cdot m^2$
J_3	moment setrvačnosti cívky 3	$/kg \cdot m^2$
J_4	moment setrvačnosti pomocných válečků	$/kg \cdot m^2$
ε	úhlové zrychlení rotoru	$/rad \cdot s^{-2}$

$$M_{pr} \approx 2 \cdot F_p \cdot (e + f_{\check{c}ep} \cdot r_{\check{c}ep}) \quad [24]$$

Kde pro [24] je:

M_{pr}	moment od přítlačné síly	$/N \cdot m$
F_p	přítlačná síla válečku	$/N$
e	součinitel valivého tření	
$f_{\check{c}ep}$	součinitel čepového tření	
$r_{\check{c}ep}$	poloměr čepu v ložisku	

Pro zajištění správné funkce mechanismu musí být splněny následující podmínky (viz obrázek 26):

$$\begin{aligned} F_1 &> F_2 \\ 2 \cdot F_{br} \cdot f_{br} &> F_2 \end{aligned}$$

(tažná síla folie F_1 musí překonat sílu od cívky folie F_2 , dále brzdná síla pneumatických čelistí je F_{br} , f_{br} je koeficient tření čelistí a příruby bržděné cívky)

$$F_1 = 2 \cdot F_p \cdot 2f \quad [25]$$

$$F_2 = \frac{J_{cf} \cdot \varepsilon^2}{R^2} \quad [26]$$

Kde je pro [25] a [26]:

F_1	tažná síla	$/N$
F_2	vyjádření odporu cívky folie	$/N$
F_p	přítlačná síla válečku	$/N$
f	koeficient tření folie/válec	
J_{cf}	setrvačnost cívky folie	$/kg \cdot m^2$
ε^2	úhlové zrychlení cívky folie	$/rad \cdot s^{-2}$

² Koeficient je tangentou úhlu nakloněné roviny folie, po níž počne zkušební kousek potravinářského plastu pro válec klouzat.

Protože používáme stejné řemenice jako u náhonu stolu (značení průměrů řemenic je dle obr. 17, ostatní dle obr. 26), můžeme psát:

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{if} \quad [27]$$

$$if = \frac{Db}{d} \cdot \frac{D_v}{D_2} \quad [28]$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega_{max}}{T_{zryc h}} \quad [29]$$

Pro zajištění včasného navinutí folie během otočení pracovního karuselu (potřebujeme přibližně 1 otočení potahového válce průměru 60 mm) volíme

$$\omega_{max} = 2 \cdot \pi \quad /rad \cdot s^{-1}$$

$$T_{zryc h} = 0,15 \quad /s$$

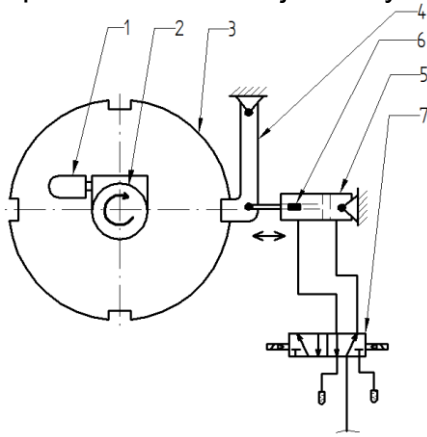
Omezili jsme se jen na obecnou analýsu, při přibližném kontrolním numerickém výpočtu - úhlová rychlost je 14,64 rad/s, tj. cca 140 ot/min - vyjde potřebný moment řádově v desetinách Nm.

Vzhledem k tomu, že použijeme stejný krokový motor jako pro pohon karuselu (M1233071, 24V DC), můžeme z grafu na obr. 20 odečíst pro příslušné otáčky nadměrnou rezervu kroutícího momentu.



5.2.3. ZHODNOCENÍ VARIANT ROTAČNÍCH POHONŮ

Velmi zajímavá varianta kapitoly 5.2.2.2. umožní nasazení pouze 1 elektromotoru pro současný pohon pracovního stolu i systému převíjení folie. Provedení pohonu však musí být speciální, např. s průběžným hřídelem motoru pro umožnění montáže řemenic pro náhon převíjení. Taky je třeba pro pohon stolu úhlové převodovky. Kvůli nedostatku času pro sehnání konkrétních pohonařských dílů nebyl systém dopracován; ale např. běžně dostupné motory s průběžnou hřídelí jsou asynchronní. Zde je ale třeba (na rozdíl od krokových



motorů) řešit problematiku přesného polohování stolu. Možný způsob řešení je vysvětlen pomocí obrázku. Deska (indexační věnec) (3) je pevně spojena s hlavním stolem stroje (karuselem). Po vykonání požadovaného pootočení (např. o 90°) pomocí asynchronního motoru (1) se šnekovou převodovkou (2) dojde k vyslání signálu senzoru (obvykle indukční senzor – není na obr.) do řídicí jednotky a následně k sepnutí ventilu (7) pneumatického válce (5) pohánějícího západku (4). Optické čidlo

koncové polohy (6) pneumatického válce (5) vyšle signál řídicí jednotce k zastavení motoru a aktivaci brzdy hřídele elektromotoru.

(Pozn.: Rozběh a zpomalení otáčení motoru před aktivací západky je nastaven tzv. rampou frekvenčního měniče, aktivace západky se děje malou chvilku před dojetí zubové mezery k západce, takže západka malý okamžik tře o okraj věnce).

Materiál věnce i západky se obvykle volí přímo kvalitelná ocel na zušlechtní, většinou třídy 12 060.

Další z možností použití centrálního pohonu je nasazení šnekové převodovky s průběžnou výstupní hřídelí. Výhoda je potřeba menšího převodu na převíjení folie než u varianty s průběžnou hřídelí motoru, nevýhoda je nutnost řešit konstrukčně náhon převíjení folie, jehož náhonový hřídel by musel svírat s hřídelí převodovky úhel 90°.

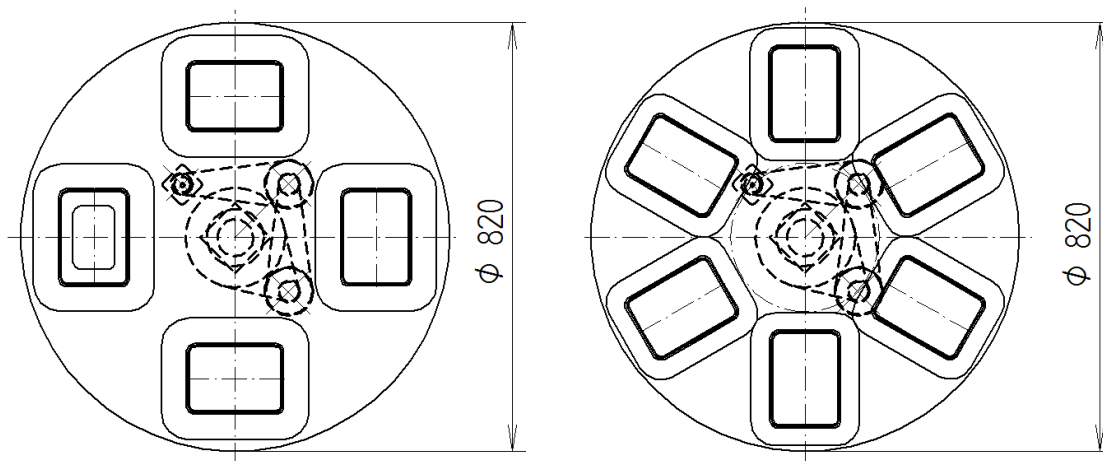
Vítězná „rozumnější“ varianta kapitoly 5.2.2.3 umožní případně flexibilní změnu délky potahu (při jiném typu misek) nezávislým krokovým motorem.



6. PRINCIPY KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

6.1. KARUSELOVÁ DESKA

Otočná deska je opatřena otvory, v nichž jsou ručně vsazeny (a ustaveny na kolících) kazety s vyfrézovanými drážkami pro vkládání misek. (Pro rychlejší pracovní cyklus by možná konstrukce byla opatřena šesti kazetami, viz. obrázek 27 vpravo)

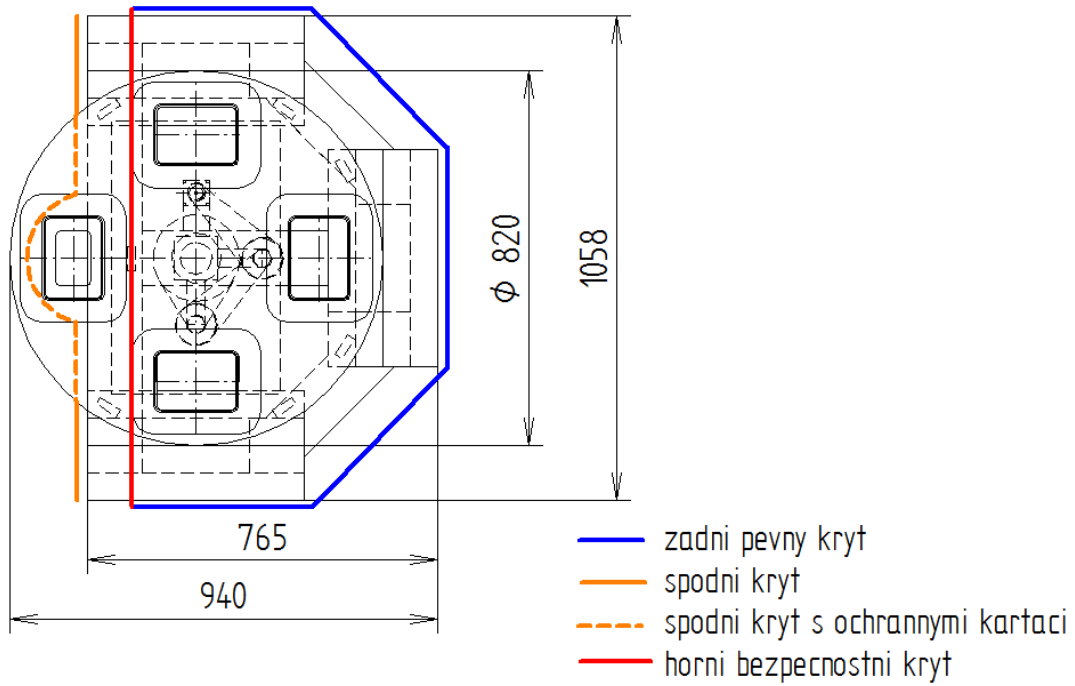


Obrázek. č. 27: Karusel

Pod stolem se nachází pohonný systém. Motor a řemenice jsou na výsuvných tyčích (napínání řemenů). Pouzdra výsuvných tyčí jsou přivařena ke kostce, připevněné na přesné centrální trubce svěrným spojem, což umožní výškové ustavení a libovolné pootočení celé kostky.

6.2. RÁM A SYSTÉM KRYTOVÁNÍ

Základní rám je tvořen duralovými profily 120x120x4 mm (Al Mg Si 0,5). (Otočná deska je po obvodě podepřena ložisky, na výškově nastavitelných tyčích umístěných na rámu). Spodní kryt je opatřen bezpečnostními kartáči, horní ochranný kryt je pohyblivý na pantu, kdy při možném kontaktu obsluhy stroje s tímto krytem dojde k zastavení chodu stroje (díky indukčnímu čidlu reagujícímu na pohyb kovové části na krytu).

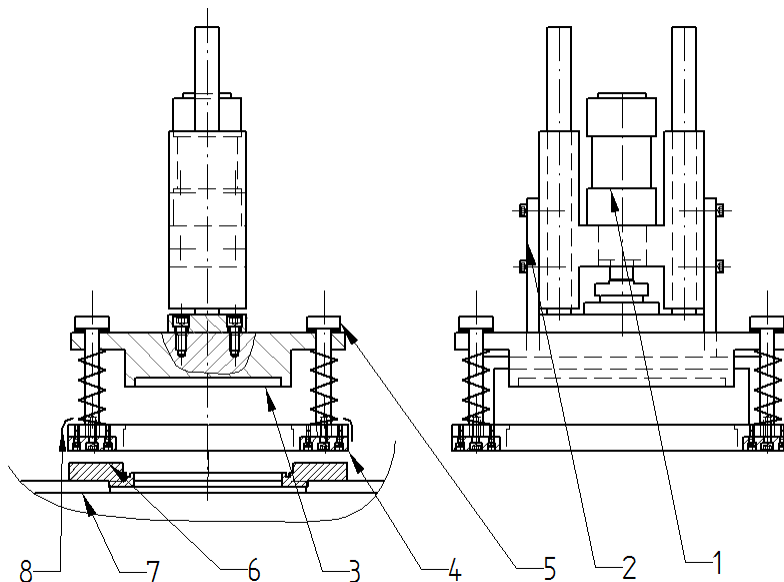


Obrázek č. 28: Rám, princip krytování



6.3. JEDNOTKA STŘÍHÁNÍ

Pneumatický válec (1) je přišroubován k rámu (2). Jednotka střížník³ + střížnice (3)+(4) je zvedána díky čepům (5), jež jsou pevně uloženy ve střížnici a suvně

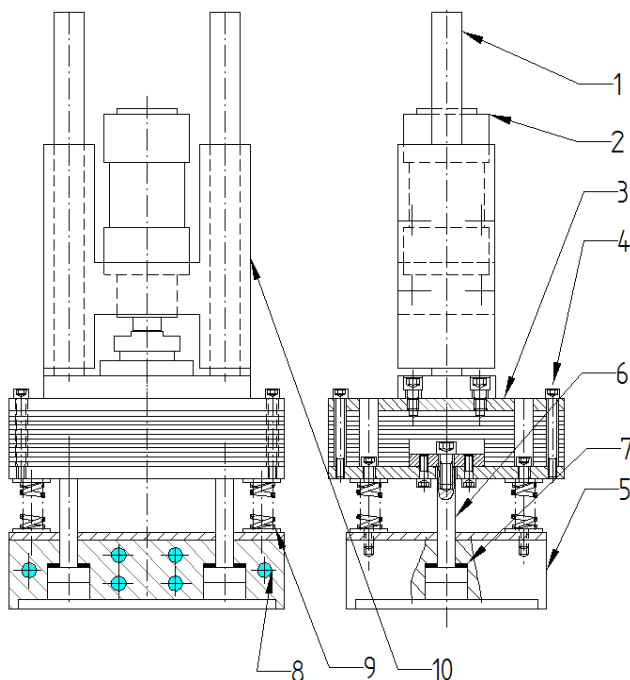


Obrázek. č. 29: Stříhací hlava

ve střížníku. Při výsunu pístnice se opře základna střížnice o kazetu (6) vloženou do karuselu (7). Folie po prostřížení propadne na misku díky odlehčení ve střížnici a kazetě. Probíhající folie je vedena přes klzné lišty z potravinářského plastu (8), přišroubované na střížnici.

6.4. TEPELNÁ HLAVA

Pneumatický válec (2) s vodícími tyčemi (1) je pomocí tuhého vedení (10) připevněn k rámu stroje. Izolační sendvič je sešroubován šrouby (4) a je připevněn ke spojce na pístnici. Tepelná hlava (5) je vyhřívána elektrickými



Obrázek. č. 30: Tepelná hlava

patronami (8). Zatavení víčka na misku se děje vlastní vahou tepelné hlavy. Další, relativně malá, pomocná síla je vyvozena stlačením pružin, které se odehraje až v poslední fázi výsunu pístnice. Velikost stlačení je pouze 1-2 mm. Tím dojde k dosednutí hlavy na celém obvodu misky (eliminaci případných nerovností mezi pracovním stolem a tepelnou hlavou). Proto ale musí být dostatečná vůle mezi čepem (6) a hlavou (5) (i při vyhřáté hlavě!). Zdvih hlavy při zasouvání pístnice je přes čela čepů (6) a tlumící kroužky (7).

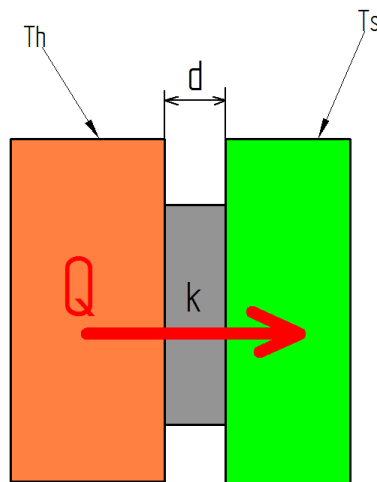
³ Použijeme dělený střížník, střížná část (materiál 19312.4) se přišroubuje k nosné části (cca 11500).



6.4.1. TEPELNÝ VÝKON HLAVY

Provedeme výpočet potřebného tepelného výkonu pro vyhřátí nerezové hlavy. (Pozn.: Můžeme se při kontrole opřít o zkušenosti s funkcí konkrétních topných patron u podobných strojů.)

Jako hlavní mechanismus přenosu tepla funguje zde vedení, zjednodušený výpočetní model je vysvětlen pomocí obrázku č. 31. Teplo se přenáší z prostředí s vyšší teplotou T_H (v našem případě topné patrony) do prostředí s teplotou nižší T_S (vzduch). Tok tepla deskou můžeme počítat, známe-li tepelný odpor desky (vyhřívané části hlavy) k , plochu desky S a rozdíl teplot mezi stěnami.



Obrázek. č. 31: Výpočetní model přenosu tepla [8]

Pro tepelný tok (potřebný minimální výkon) platí:

$$H = S \cdot \frac{T_H - T_S}{R} \quad [30]$$

Kde je:

H tepelný tok, množství tepla za čas. jednotku $/ J \cdot s^{-1}$
 S plocha hlavy $/ m^2$
 T_H požadovaná teplota patron $/ ^\circ C$
 T_S teplota okolí $/ ^\circ C$
 Q tepelo deskou

$$R = \frac{d}{k} \quad \text{tepelný odpor desky tloušťky } d \quad [31]$$

Kde je:

k součinitel tepelné vodivosti $/ W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$



Tabulka č.2 uvádí součinitele tepelné vodivosti pro různé materiály. (Hodnoty závisí na teplotě okolí, tabulka udává hodnoty při pokojové teplotě.)

materiál	$k / W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Nerez ocel	14
Olovo	35
Hliník	235
Měď	401
Stříbro	428
Molitan	0,024
Skelná vata	0,048
Okenní sklo	1
Dřevo (borovice)	0,11
Suchý vzduch	0,026

S	0.0243
T_H	200
T_S	12
d	0.035
k	14

Tabulka č. 1: Součinitelé teplotní vodivosti [8]

Tabulka č. 2: Vstupní údaje pro výpočet

Teplota okolí v provozovně se může pohybovat od 12 do 25°C, výsledné výkony jsou pro 12°C okolní teploty.

Pro „dynamiku“, tzn. náběh na teplotu použijeme obligátní vztah:

$$H_D = \frac{Q}{t} \quad [32]$$

Kde je:

H_D	výkon potřebný na náběh teploty	$/J \cdot s^{-1}$
Q	teplo	$/J$
t	doba požadovaná na náběh na teplotu	$/s$

Z rovnice [32] je:

$$Q = m \cdot c_n \cdot \Delta T$$

Kde je:

$c_n = 0,461$	měrná tepelná kapacita oceli	$/kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
m	hmotnost tepelné hlavy	$/kg$
ΔT	požadovaná teplota hlavy	$/^\circ C$



Celkový tepelný výkon získáme součtem vztahů [30] a [32]

Tzn.

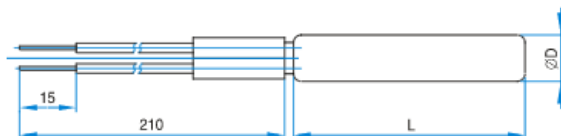
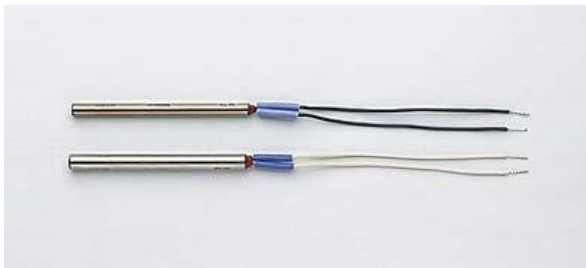
$$H_{CELK} = H + H_D \quad [33]$$

$$H_{CELK} = 0,0243 \cdot \frac{200 - 12}{\frac{0,035}{14}} + \frac{8 \cdot 0,461 \cdot 200}{250}$$

$$H_{CELK} = 1.8274e + 003 \text{ W}$$

Podotýkám, že do vztahů nebylo zahrnuto teplo potřebné k doplnění ztrát záření a teplo odvedené malými kovovými částmi na izolační část hlavy.

Konkrétní topné patrony volíme od firmy Backer elektro CZ. Na obrázku č. **32** je pohled na zvolenou patronu určenou např. pro vyhřívání forem. Výrobce doporučena maximální teplota vyhřívané formy (nebo hlavy) je 325°C. Plášť je vyroben z nerezové oceli a je broušen. Výňatek katalogového listu s hlavními technickými údaji je rovněž na obrázku. Pro naše účely volíme typ 477690070. (Pro osazení patrony je doporučeno zhotovit otvor D10H7, drsnost povrchu Ra= 0,8)



typové číslo objednáci	V	W	L	D
477690020	230	250	60	10
477690030	230	200	80	10
477690040	230	315	80	10
477690050	230	250	100	10
477690060	230	400	100	10
477690070	230	630	130	10

Obrázek. č. 32: Topné patrony (katalog) – obrázek, parametry [15]

Pro hlavu zvolíme 6 ks (jistíme se) patron výkonu 630W, tzn. celkový výkon 3780W.



Zajímavou alternativou namísto tepelné hlavy vlastní konstrukce by byla volba na zakázku vyrobených tzv. tištěných topných těles. Struktura takového tělesa od výrobce firmy Baker Elektro CZ je na následujícím obrázku. (Nerez ocel je 17 240 AISI 304, DIN 1.4301).



Taková tělesa se ovšem vyplatí zřejmě jen u větších sérií, příprava výroby nového tělesa stojí řádově 50.000,-Kč. Typický příklad použití je u žehliček či varných desek [15].

Obrázek č. 33: Struktura tělesa [15]

6.4.2. REGULACE TEPLoty

Není možné trvale napájet patrony 230V AC. Pro regulaci teploty použijeme přímo k tomuto účelu dodávaný PID regulátor a teploměrovou patronu (ta je součástí tepelné hlavy a plní funkci zpětnovazebního elementu v regulačním obvodu).

Nastavování teploty je jednoduše tlačítky přímo na panelu regulátoru. Regulační obvod tepelné hlavy je pro pohodlnou obsluhu samostatný (nezávislý na PLC řízení stroje). Na obrázku je přímo regulátor s označením TLK 38 dodávaný firmou LOGITRON s.r.o.



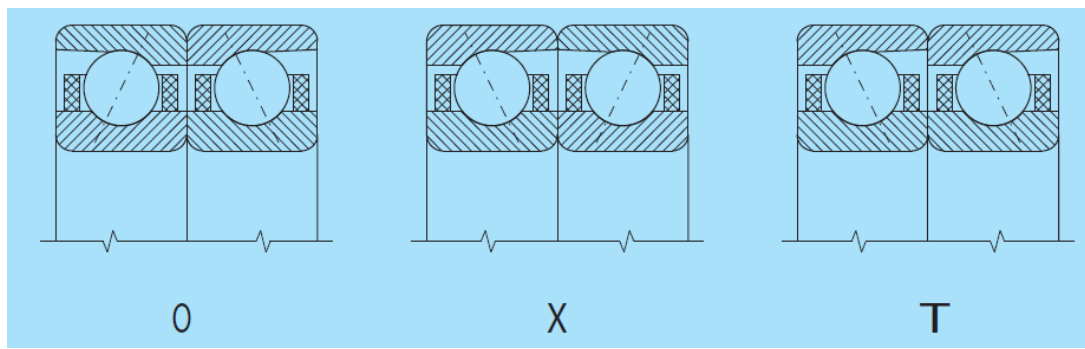
Obrázek. č. 34: PID regulátor teploty topných patron [16]



6.5. LOŽISKA

Centrální osa je namáhána radiálním i axiálním zatížením. Pro uložení centrální osy zvolíme dvojici kuželíkových ložisek uložených proti sobě. Oproti jiným typům ložisek pro kombinovaná zatížení (např. soudečková) jsou levnější a vyrábí se i v menších rozměrech – což využijeme pro naši osu průměru 25=mm.

Pro uložení hřídelů řemenic použijeme jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Řemenice jsou uloženy letmo, takže volíme sdruženou dvojici ložisek, způsob „O“, viz obr. 35 vlevo.



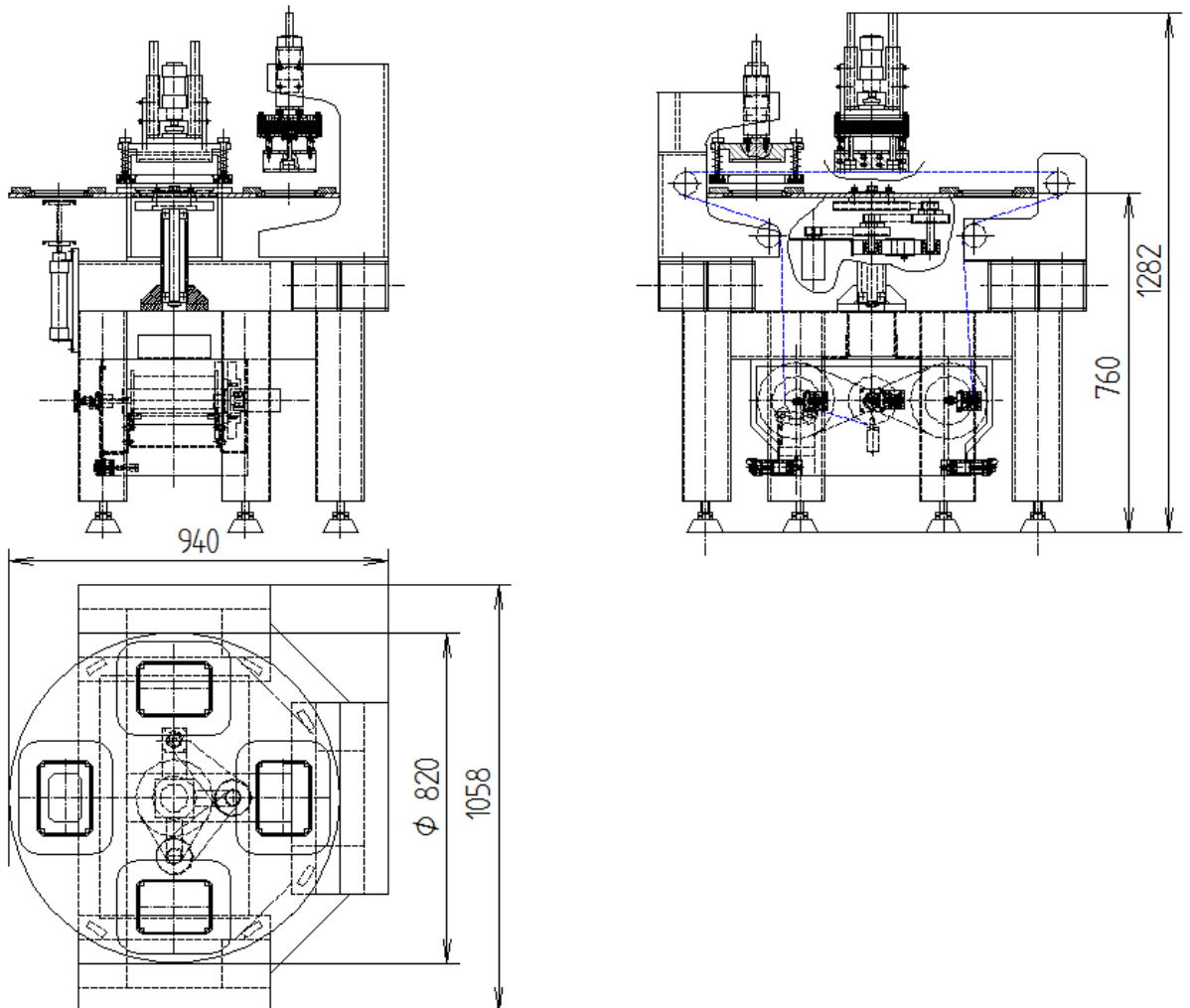
Obrázek. č. 35: Sdružování ložisek do dvojic (SKF [17])

(Dvojice „O“ se vyznačuje velkou tuhostí vůči naklonění, axiální síly přenáší vždy jedno ložisko. Způsob „X“ má menší tuhost pro zachycení klopného momentu, způsob „T“ má největší tuhost vůči klopení, ale axiální síly možno přenášet jen jednosměrně [17]).


Jako podpěrná ložiska, po nichž se odvaluje karusel, volíme jednořadá kuličková ložiska s krycími plechy (výrobce SKF).



7. ROZMĚROVÝ NÁČRT STROJE



Obrázek č. 36: Rozměrový náčrt stroje (bez krytů a rozváděče)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8. ZÁVĚR

Byl proveden návrh stroje dle zadání.


Především v základní části takzvaně „předkonstrukčního“ návrhu, jsou poměrně důkladně provedeny návrhy hlavních pohonů a jsou určeny vhodné funkční principy jednotlivých konstrukčních uzlů.

Pro stavbu takového jednoúčelového stroje byly celkově zvoleny strojní koncepce robustnějších a jednodušších provedení, zaručující dlouhodobou spolehlivou funkčnost.

Hlavní pracovní hlavice pro stříhání a přivaření víček jsou tedy konstrukčně řešeny na dvou samostatných pneumatických pohonech. (V úvahu připadala i velmi komplikovaná koncepce sdružené hlavice, pro prostřížení folie a současné zatavení folie na miskou.)

Koncepce mechanismu převíjení folie zaručuje bezproblémové a bezúdržbové fungování.

Celý stroj bude napájen bezpečným napětím (24V DC) - a to jak elektroventily pneumatických pohonů, tak i řídicí PLC. Podle záměru napájet stroj „jednotným bezpečným napětím“ se podařilo navrhnout elektrické pohony (krokové motory) rovněž pro 24V DC.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 51
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SOBEK, E., BRANDEJS, J. DVOŘÁČEK, J., *Základy konstruování – návody pro konstrukční cvičení*, CERM, s.r.o. Brno 2004
- [2] LEINWEBER, J., VÁVRA, P., *Strojnické tabulky – třetí doplněné vydání*, Úvaly 2006
- [3] ČERNOCH, S., *Strojně technická příručka*, Praha 1944
- [4] DE-STA-CO, *CLAMPING TECHNOLOGY*, katalog, Oberursel, 2005
- [5] KLIMEŠ, P., *Části a mechanismy strojů I*, CERM, s.r.o. Brno 2003
- [6] KOLÁČNÝ, J., *Elektrické pohony*, VUT Brno, FEKT, elektronická skripta
- [7] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J., *Dopravní a manipulační zařízení*, VUT Brno, FSI, elektronická skripta
- [8] HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J., *Fyzika*, nakladatelství VUTIUM
- [9] FLIEGER, J., VYŠÍN, M., *Hydraulické a pneumatické mechanisy*, VUT Brno, FSI, elektronická skripta, 2004
- [10] Katalog firmy Poličské strojírny, <http://www.pos.cz/>
- [11] Katalog firmy Microcon, http://www.microcon.cz/pdf2009/katalog_2009.pdf
- [12] Katalog firmy RAVEO, <http://raveo.cz/>
- [13] Snímače pro automatizaci, <http://www.balluff.cz/>
- [14] Upínače, <http://www.destaco.com/products.asp?loc=USA&products=Manual%20Clamps>
- [15] Topné patrony, <http://www.backer-elektro.cz/default.htm>
- [16] Termostaty, regulátory, <http://www.logitron.cz/>
- [17] Valivá ložiska, CD katalog ZKL, 2009-01
- [18] Balicí stroje, www.alpak.cz
- [19] Balicí stroje, www.uniprox.cz
- [20] Balicí stroje, www.technopack.cz
- [21] Balicí stroje, www.product-cz.cz



[22] Balicí stroje, www.jan-riha.cz

[23] pneumatické pohony, http://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm

[24] pneumatické pohony, <http://www.pneumaxsro.cz/>


**10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

ΔT	požadovaná teplota hlavy	[°C]
Δx	max.stlačení pružin při stříhu	[m]
c_n	měrná tepelná kapacita oceli	[kJ·kg ⁽⁻¹⁾ ·K ⁽⁻¹⁾]
d	průměr pastorku	[m]
d_{R1}	zvolený průměr pastorku	[mm]
D_b	průměr velké řemenice	[m]
e	součinitel valivého tření	[m]
$f_{\text{čep}}$	součinitel čepového tření	[m]
F_p	přítlačná síla válečku	[N]
F_{vm}	potřebná síla válce při výsunu	[kg]
F_{vs}	potřebná síla válce při výsunu	[N]
F_{vt}	potřebná síla válce při výsunu	[kg]
F_{zs}	potřebná síla válce při zdvihu	[N]
F_{zs}	potřebná síla válce při zdvihu	[N]
H	tepelný tok	[W]
H_{CELK}	celkový tepelný výkon	[J·s ⁽⁻¹⁾]
H_D	výkon potřebný na náběh teploty	[J·s ⁽⁻¹⁾]
i	převodový poměr	[-]
i_{celk}	celkový převod	[-]
J_1	moment setrvačnosti základní desky	[kg·m ²]
J_2	moment setrvačnosti misky+kazety	[kg·m ²]
J_3	moment setrvačnosti cívky 3	[kg·m ²]
J_4	moment setrvačnosti pomocných válečků	[kg·m ²]
J_{cf}	moment setrvačnosti cívky folie	[kg·m ²]
J_d	moment setrvačnosti menší řemenice	[kg·m ²]
J_D	moment setrvačnosti větší řemenice	[kg·m ²]
J_{Db}	moment setrvačnosti největší řemenice	[kg·m ²]
J_{karusel}	celkový moment setrvačnosti	[kg·m ²]
J_{red}	redukovaný moment setrvačnosti	[kg·m ²]
k	tuhost jedné pružiny	[N·m ⁽⁻¹⁾]
k	součinitel tepelné vodivosti	[W·m ⁽⁻¹⁾ ·K ⁽⁻¹⁾]
L	požadovaná délka potahu folie	[m]
L_{karusel}	moment hybnosti karuselu	[kg·m ² ·s ⁽⁻²⁾]
$L_{\text{poč}}$	počáteční moment hybnosti	[kg·m ² ·s ⁽⁻²⁾]
m	hmotnost misky	[kg]
m_1	hmotnost desky bez misek	[kg]
m_2	hmotnost misky +hmotnostkazety	[kg]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

M_{el}	potřebný moment elektromotoru	[N·m]
M_{elf}	moment motoru na převíjení	[Nm]
m_{iz}	hmotnost izolační části hlavy	[kg]
m_{iz+m_h}	celková hmotnost hlavy	[kg]
$M_{karusel}$	potřebný moment pohonu karuselu	[N·m]
m_o	hmotnost odebrané části karuselu	[kg]
M_{pr}	moment od přítlačné síly	[Nm]
m_{sk}	hmotnost střížníku	[kg]
$m_{sk+m_{se}}$	hmotnost střížníku a střížnice	[kg]
n	počet pružin	[-]
P_{mot}	požadovaný výkon elektromotoru	[W]
Q	tepelo deskou	[°C]
R_1	poloměr karuselu	[m]
R_2	poloměr karuselu těžištěm misky	[kg]
$r_{čep}$	poloměr čepu v ložisku	[m]
R_v	poloměr válce potahu	[m]
S	plocha hlavy	[m ²]
t	doba požadovaná na náběh na teplotu	[s]
T_H	požadovaná teplota patron	[°C]
T_S	teplota okolí	[°C]
T_{zrych}	čas ke zrychlení na rychlost ω	[s]
ε	úhlové zrychlení motoru	[rad·s ⁽⁻²⁾]
ε_2	úhlové zrychlení cívky folie	[rad·s ⁽⁻²⁾]
$\varepsilon_{karusel}$	úhlové zrychlení karuselu	[rad·s ⁽⁻²⁾]
η	celková účinnost pohonu	[-]
η_l	účinn.ložiska	[-]
η_r	účinn.řemene	[-]
ϕ	otočení stolu (jeden cyklus)	[rad]
ω	úhlová rychlost karuselu	[rad·s ⁽⁻¹⁾]
ω_2	úhlová rychlost řemenic 1.převodu	[rad/s]
ω_3	úhlová rychlost řemenic 2.převodu	[rad/s]
ω_4	úhlová rychlost řemenic 3.převodu	[rad/s]
ω_{kar}	úhlová rychlost řemenice stolu a stolu	[rad/s]
ω_{mot}	úhlová rychlost rotoru	[rad/s]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 55
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

11. SEZNAM PŘÍLOH

11.1. VÝKRESY

- ZAVÍRACÍ POLOAUTOMAT BUBI – SESTAVA (BEZ KRYTU)
- PODPORA

11.2. ROZPISKA

ZAVÍRACÍ POLOAUTOMAT BUBI (2 LISTY)