

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Stroj na výrobu krouhaného křenu**  
**Machine for the Production of Grated Horseradish**

Student:

Bc. Rostislav Prokeš

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student:	<b>Bc. Rostislav Prokeš</b>
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace:	20 Výrobní stroje a zařízení
Téma:	<b>Stroj na výrobu krouhaného křenu</b> <b>Machine for the Production of Grated Horseradish</b>

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte strojní zařízení pro výrobu krouhaného křenu. Vstupní surovina křen zbavený nečistot ve stavu po předešlém očištění a ostrouhání. Velikost vstupní suroviny 15 až 60 mm, délka 150 až 300 mm. Výstup ze stroje - nakrouhaný křen velikost po nastrouhání 1 až 1,2 mm, povrch vláken nasycen konzervačním práškem, po nasycení konzervačním práškem bude následovat zakonzervování jedlým olejem.

### Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh krouhacího stroje včetně řešení podavače práškových přísad a nástřiku jedlým olejem.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů, návrh geometrie krouhacího kotouče, úplný výpočet pohonu stroje.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

### Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

Literární řešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Podklady firmy Strojírenský vývoj a výroba.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry

---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 15. 5. 2015

..... Prokeš

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomové práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15. 5. 2015 .....

Prokeš  
.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Rostislav Prokeš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nýdek 401, 739 95

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

PROKEŠ, R. Stroj na výrobu krouhaného křenu: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 64 s. Vedoucí práce: Učeň, O.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem krouhacího stroje, který bude sloužit ke zpracování křene. Vstupní surovina je křen, zbavený nečistot ve stavu po předešlém očištění a ostrouhání. Velikost vstupní suroviny  $\phi 15$  až  $\phi 60$  mm, délka 150 až 300 mm. Krouhací zařízení je tvořeno bubnem s krouhacími drážky. Nakrouhaný křen je následně nasycen konzervačním práškem. Prášek je dopravován šnekovým dopravníkem. Křen dále postupuje na dopravní pás, kde je nanesen jedlý olej. Výstupní surovina je nakrouhaný a zakonzervovaný křen o  $\phi 1$  až 1,2 mm.

## **ANNOTATION MASTER THESIS**

PROKEŠ, R. Machine for the Production of Grated Horseradish: Master thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015, 64 p. Thesis supervisor: Učeň, O.

This master thesis deals with the structural design of grated machine that will be used for the processing of horseradish. Feedstock is horseradish, free from impurities in the state after a previous cleaning and processing. Size feedstock is  $\phi 15$  to  $\phi 60$  mm and length 150 to 300 mm. Slicing device is formed by a drum having a grating groove. After slicing is horseradish saturated with conserved powder. The powder is transported by a screw conveyor. Horseradish continues to the conveyor belt, where is applied edible oil. The output material is a conserved and grated horseradish to size  $\phi 1$  to 1.2 mm.

## Obsah

Seznam použitých značek .....	3
1. Úvod .....	9
2. Průzkum trhu.....	10
2.1. Robot coupe .....	10
2.2. Urschel .....	12
2.3. Allround zpracování zeleniny .....	13
3. Konstrukční řešení.....	14
3.1. První varianta řešení .....	14
3.2. Druhá varianta řešení.....	15
3.3. Vyhodnocení variant řešení .....	16
4. Návrh krouhacího zařízení .....	17
4.1. Provedený experiment.....	17
4.1.1. Odpor křenu vůči struhadlu .....	18
4.1.2. Objemová hmotnost .....	18
4.1.3. Sypná hmotnost .....	20
4.1.4. Součinitel nakypření.....	21
4.2. Výpočet výkonu elektromotoru krouhacího zařízení.....	21
5. Návrh geometrie krouhacího kotouče .....	25
6. Návrh podavače práškových přísad .....	28
6.1. Určení množství potřebných práškových přísad .....	28
6.2. Výpočet šnekového dopravníku [7] .....	29
7. Návrh nástřiku jedlým olejem .....	33
7.1. Výpočet pásového dopravníku [7] .....	34
7.2. Návrh obvodu nástřiku jedlým olejem.....	41
7.3. Rovnání křenu na páse .....	44
8. Kontrola vybraných prvků .....	47

---

8.1.	Kontrola pera krouhacího bubnu .....	47
8.2.	Kontrola ložisek krouhacího zařízení.....	48
8.2.1.	Kontrola ložiska v místě A [14].....	51
8.2.2.	Kontrola ložiska v místě B [14].....	51
8.2.3.	Kontrola ložiska v místě C [14].....	52
8.3.	Statická kontrola hřídele [15].....	53
8.3.1.	Kontrola hřídele v místě 1.....	53
8.3.2.	Kontrola hřídele v místě 2.....	53
8.3.3.	Kontrola hřídele v místě 3.....	54
8.3.4.	Kontrola hřídele v místě 4.....	55
8.3.5.	Vyhodnocení výsledku .....	55
8.4.	MKP kontrola kritických míst nosné konstrukce.....	55
9.	Závěr.....	60
	Seznam použité literatury.....	61
	Seznam obrázků.....	63
	Seznam tabulek.....	64
	Seznam příloh.....	64



**Seznam použitých značek**

$B_{DP}$	[mm]	šířka dopravního pásu
$B_{TPR}$	[mm]	šířka paprsku při výšce 250 [mm]
$D_{OK}$	[mm]	průměr experimentálního křene
$D_{ŠK}$	[m]	průměr šnekovnice
$D_{BDP}$	[mm]	průměr bubnu motoru
$D_K$	[mm]	průměr nakrouhaného křenu
$D_{KB}$	[m]	průměr krouhacího bubnu
$D_M$	[m]	průměr záběru metliček
$D_{OHK}$	[mm]	průměr experimentální nádoby
$D_{PN}$	[mm]	vnitřní průměr plnicích nádob
$D_{SŠD}$	[mm]	vnější průměr spojky šnekový dopravník
$D_{SHK}$	[mm]	průměr experimentální nádoby
$D_{SKZ}$	[mm]	vnější průměr spojky krouhacího zařízení
$D_{SRK}$	[mm]	vnější průměr spojky rozhazovač křenu
$D_{minDP}$	[mm]	minimální průměr hnacího bubnu
$F_1$	[N]	síla potřebná k překonání pohybových odporů
$F_2$	[N]	síla potřebná k překonání výšky
$F_{AX}$	[N]	axiální zatížení
$F_B$	[N]	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu
$F_{CO}$	[N]	celková síla odporu
$F_{DP}$	[N]	obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{EO}$	[N]	odporová síla na experimentálním průměru křenu
$F_{N1}$	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládky
$F_{N2}$	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_{ODP}$	[N]	tah v dopravním pásu
$F_{ORK}$	[N]	síla působící proti metličkám
$F_{OSDP}$	[N]	skutečný tah v dopravním pásu
$F_{PO}$	[N]	přídavné a vedlejší odpory
$F_P$	[N]	síla vyvozená pístem
$F_{ZDP}$	[N]	velikost napínací síly
$F_{nDP}$	[N]	tah v dopravním pásu
$F_{nSDP}$	[N]	skutečný tah v dopravním pásu

$F_{rA}$	[N]	radiální síla v místě ložiska A
$F_{rB}$	[N]	radiální síla v místě ložiska B
$F_{rC}$	[N]	radiální síla v místě ložiska C
$L_1$	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem B a C
$L_2$	[mm]	vzdálenost mezi bodem 2 a ložiskem C
$L_3$	[mm]	vzdálenost mezi bodem 3 a ložiskem C
$L_4$	[mm]	vzdálenost mezi bodem 4 a ložiskem C
$L_{Bv}$	[m]	délka bočního vedení
$L_{CKB}$	[mm]	celková délka spoje pera
$L_{PD}$	[m]	délka pásového dopravníku
$L_{SŠD}$	[mm]	celková délka spojky šnekového dopravníku
$L_{SKZ}$	[mm]	celková délka spojky krouhacího zařízení
$L_{SRK}$	[mm]	celková délka spojky rovnače křenu
$L_{šD}$	[m]	délka šneku
$M_{KŠD}$	[N·m]	točivý moment na hřídeli šneku
$M_{MŠD}$	[N·m]	jmenovitý krouticí moment
$M_{MB}$	[N·m]	krouticí moment bubnu
$M_{MDP}$	[N·m]	jmenovitý krouticí moment pásového dopravníku
$M_{MKZ}$	[N·m]	jmenovitý krouticí moment krouhacího zařízení
$M_{MRK}$	[N·m]	jmenovitý krouticí moment rovnače křenu
$M_{OA}$	[N·mm]	ohybový moment k budu A
$M_{OB}$	[N·mm]	ohybový moment k budu B
$M_{OC}$	[N·mm]	ohybový moment k budu C
$M_{ORK}$	[N·m]	krouticí moment metliček
$M_{SŠD}$	[N·m]	jmenovitý krouticí moment šnekového dopravníku
$M_{SKZ}$	[N·m]	krouticí moment spojky krouhacího zařízení
$M_{SMAXKZ}$	[N·m]	max. točivý moment
$M_{SMDP}$	[N·m]	statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru
$M_{SRK}$	[N·m]	jmenovitý krouticí moment
$P_{1ŠD}$	[kW]	jmenovitý výkon šnekového dopravníku
$P_{1DP}$	[kW]	jmenovitý výkon pásového dopravníku
$P_{1KZ}$	[kW]	jmenovitý výkon krouhacího zařízení
$P_{1RK}$	[kW]	jmenovitý výkon rovnače křenu

---

$P_{\dot{S}D}$	[kW]	příkon motoru šnekového dopravníku
$P_{K\dot{S}D}$	[kW]	výkon na hřídeli dopravníku
$P_{KB}$	[kW]	výpočet výkonu elektromotoru krouhacího bubnu
$P_{M\dot{C}}$	[kW]	příkon čerpadla
$P_{MDP}$	[kW]	příkonu 1 elektromotoru
$P_{OA}$	[N]	ekvivalentní statické zatížení v místě A
$P_{OB}$	[N]	ekvivalentní statické zatížení v místě B
$P_{OC}$	[N]	ekvivalentní statické zatížení v místě C
$P_{RK}$	[kW]	výkon elektromotoru rovnače křenu
$Q_{\dot{S}D}$	[t·h <sup>-1</sup> ]	dopravovaného množství
$Q_K$	[t·h <sup>-1</sup> ]	dopravované množství suroviny
$R_{KB}$	[m]	poloměr krouhacího bubnu
$R_M$	[m]	rameno záběru metliček
$R_{PKB}$	[mm]	rádus pera
$R_e$	[MPa]	mez kluzu materiálu ČSN 17 240
$S_{OK}$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez experimentálního křene
$S_{OA}$	[1]	statická bezpečnost v místě A
$S_{OB}$	[1]	statická bezpečnost v místě B
$S_{OC}$	[1]	statická bezpečnost v místě C
$S_{OHK}$	[mm <sup>3</sup> ]	objem zkoumaného křene
$S_{PDP}$	[m <sup>2</sup> ]	požadovaný průřez náplně pásu
$S_{PN}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha plnicí nádoby
$S_{SHK}$	[mm <sup>3</sup> ]	objem experimentální nádoby
$S_{SPDP}$	[m <sup>2</sup> ]	náplň pásu
$V_{CKZ}$	[t/h]	množství zpracovaného křenu za hodinu
$V_K$	[mm <sup>2</sup> ]	nakrouhané množství za sekundu
$V_{OK}$	[mm <sup>2</sup> ]	objem jednoho nakrouhaného kousku
$V_{TPR}$	[l·min <sup>-1</sup> ]	skutečný průtok trysky
$\Delta V_{M\dot{C}}$	[m·h <sup>-1</sup> ]	rozsah dopravované množství
$\Delta V_{TPR}$	[l·min <sup>-1</sup> ]	rozsah průtoku
$a$	[mm]	vzdálenost mezi ložisky A a B
$b$	[mm]	vzdálenost mezi ložisky B a působením síly
$b_{DP}$	[m]	vzdálenost bočnic
$b_{KB}$	[mm]	šířka pera

---

---

$c$	[mm]	vzdálenost mezi působením síly a ložiskem C
$d_{HJO1}$	[mm]	vnější průměr hadice
$d_{HJO2}$	[mm]	vnitřní průměr hadice
$d_{SŠD1}$	[mm]	vnitřní průměr spojky šnekového dopravníku přední
$d_{SŠD2}$	[mm]	vnitřní průměr spojky šnekového dopravníku zadní
$d_{SKZ}$	[mm]	vnitřní průměry spojky krouhacího zařízení
$d_{SRK}$	[mm]	vnitřní průměry spojky rovnače křenu
$g$	[m·s <sup>-1</sup> ]	tíhové zrychlení
$h_{\xi}$	[m]	stoupání šneku
$h_{DP}$	[m]	výška náplně pásu
$h_{KB}$	[mm]	výška pera
$i_{pŠD}$	[1]	převodový poměr šnekového dopravníku
$i_{pDP}$	[1]	převodový poměr převodovky
$i_{pRK}$	[1]	převodový poměr rovnače křenu
$i_{pZv}$	[1]	převodový poměr
$k_{B1}$	[1]	bezpečnost v místě 1
$k_{B2}$	[1]	bezpečnost v místě 2
$k_{B3}$	[1]	bezpečnost v místě 3
$k_N$	[1]	součinitel nakypření
$k_{\varphi}$	[1]	součinitel plnění
$k_{\varphi DP}$	[1]	součinitel plnění pásu
$l_K$	[mm]	průměrná délka křenu
$l_{KB}$	[mm]	délka pera
$l_{OHK}$	[mm]	výška rozdílu hladin
$l_{SHK}$	[mm]	výška experimentální nádoby
$m_C$	[kg]	celková hmotnost
$m_{DP}$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	hmotnost dopravního pásu
$m_H$	[kg]	hmotnost hřídele
$m_{KB}$	[kg]	hmotnost krouhacího bubnu
$m_{OHK}$	[g]	hmotnost experimentálního křene
$m_{RP}$	[kg]	hmotnost rozmetače práškových přísad
$m_{SHK}$	[g]	hmotnost experimentálního křene
$m_v$	[kg]	hmotnost vyhazovače

---

$m_{vhDP}$	[kg]	hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve
$m_{vDP}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost rotujících částí válečku
$m_{vdDP}$	[kg]	hmotnost rotujících částí 1 válečku dolní větve
$n$	[1]	počet pokusů experimentu
$n_{1PZ}$	[zubů]	počet zubů v první větvi
$n_{2PZ}$	[zubů]	počet zubů v druhé větvi
$n_{ŘZ}$	[1]	počet řad
$n_{šD}$	[ot·min <sup>-1</sup> ]	otáčky šneku
$n_B$	[1]	počet nepoháněných bubnů
$n_{CPZ}$	[zubů]	celkový počet zubů
$n_{DP}$	[ot·min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky
$n_{KB}$	[ot·min <sup>-1</sup> ]	otáčky krouhacího bubnu
$n_{KZ}$	[ot·min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky
$n_{RK}$	[ot·min]	otáčky metliček
$n_{SPZ}$	[zubů]	skutečný počet zubů
$n_{eDP}$	[1]	počet použitých elektromotorů
$n_{nhDP}$	[1]	počet válečku horní větve
$n_{vdDP}$	[1]	počet válečku dolní větve
$p_{TPR}$	[MPa]	pracovní tlak trysky
$p_{DKB}$	[MPa]	napětí dovolené v tlaku
$p_{DP}$	[MPa]	měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem
$p_{KB}$	[MPa]	kontrola pera na otlacení
$p_{MAXHJO}$	[MPa]	maximální povolené tlak
$p_{dov}$	[MPa]	dovolený tlak mezi pásem a bubnem
$\Delta p_{MČ}$	[MPa]	rozsah tlaku čerpadla
$\Delta p_{TPR}$	[MPa]	rozsah tlaku trysky
$q_{DP}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost dopravovaného materiálu
$t_{1DP}$	[m]	rozteč podpěr horní větve
$t_{1KB}$	[mm]	výška spoje pera s bubne
$t_{2DP}$	[m]	rozteč podpěr dolní větve
$t_{DP}$	[mm]	tloušťka dopravního pásu
$v_{0DP}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	počáteční rychlost dopravované hmoty
$v_{šD}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu materiálové vrstvy
$v_{DP}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost dopravního pásu

$v_{KB}$	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$	výpočet obvodové rychlosti
$v_{RK}$	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$	obvodová rychlost metliček
$w$	[1]	měrný odpor proti pohybu
$w_{DP}$	[1]	měrný pohybový odpor dopravníku
$x_{FO}$	[N]	přepočet síly odporu
$x_{OH}$	$[\text{m}^3]$	přepočet objemové hmotnosti
$x_{SH}$	$[\text{m}^3]$	přepočet sypné hmotnosti
$\alpha_G$	[rad]	úhel opásání bubnu
$\alpha_{O2}$	[1]	tvarový součinitel v místě 2
$\alpha_{O3}$	[1]	tvarový součinitel v místě 3
$\alpha_{O4}$	[1]	tvarový součinitel v místě 4
$\alpha_{TPR}$	[rad]	úhel rozstříku
$\varepsilon$	$[\circ]$	úhel sklonu šnekového dopravníku
$\varepsilon_{DP}$	$[\circ]$	úhel sklonu dopravníku
$\lambda$	[1]	součinitel sklonu dopravníku
$\eta_{\text{šD}}$	[1]	celková účinnost šnekového pohonu
$\eta_{DP}$	[1]	účinnost poháněcí stanice dopravního pásu
$\eta_{KB}$	[1]	účinnost převodu krouhacího zařízení
$\eta_{RK}$	[1]	účinnost převodu rovnače křenu
$\mu_B$	[1]	součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením
$\mu_{DP}$	[1]	součinitel tření mezi bubnem a pásem
$\rho_{SK}$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	sypná hmotnost křenu
$\rho_{SP}$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	sypná hmotnost prášku
$\rho_{VK}$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	objemová hmotnost křenu
$\sigma_{O1}$	[MPa]	ohybové napětí v místě 1
$\sigma_{O2}$	[MPa]	ohybové napětí v místě 2
$\sigma_{O3}$	[MPa]	ohybové napětí v místě 3
$\sigma_{O4}$	[MPa]	ohybové napětí v místě 4
$\tau_{DsKB}$	[MPa]	napětí dovolené v stříhu
$\tau_{sKB}$	[MPa]	kontrola pera na stříh

## 1. Úvod

Zadání a vypracování diplomové práce je ve spolupráci s podnikem Strojírenský vývoj a výroba s. r. o. Tato firma se zabývá vývojem a výrobou nerezových strojů pro potravinářský průmysl.

Potravinářský průmysl je jedním z mnoha odvětví, kde lze implementovat konstrukční činnost. V dnešní době stoupají požadavky na kvalitu, ale zejména na kvantitu potravin při zachování zdravotní nezávadnosti. Pro svou diplomovou práci jsem si vybral stroj na zpracování křenu.

Vstupní surovinou je křen zbavený nečistot ve stavu po předešlém očištění a ostrouhání. Velikost vstupní suroviny je  $\phi 15$  až  $\phi 60$  mm a délka 150 až 300 mm. Výstupní surovinou je nakrouhaný křen nasycený konzervačním práškem a zakonzervován jedlým olejem, velikosti po nastrouhání  $\phi 1$  až 1,2 mm. Při své práci jsem kladl důraz na jakost výroby a použití povolených materiálu v potravinářském průmyslu.

## 2. Průzkum trhu

Na trhu je několik firem zabývajících se krouháním zeleniny. Málo z nich se však zaměřuje přímo na krouhání křenu, jejich nejčastější produkty jsou mrkev, brambory, papriky, cibule atd.. Také se tyto stroje soustředí jen na krouhání a jejich součástí není konzervační proces.

### 2.1. Robot coupe

Robot coupe je jedním z neznámějších výrobců techniky pro potravinářský průmysl. Firma byla založena před 40 lety ve Francii. Výroba firmy je široká zaměřím se tedy na krouhací zařízení. Zařízení se dají rozdělit do tří skupin podle denní kapacity porcí.

#### Krouhače zeleniny malé

Jsou určeny dle svého výkonu pro menší gastronomické provozy: rychlá občerstvení, bistra, kuchyně mateřských škol atd. s maximální denní kapacitou do 80 porcí provozu. Pohon asynchronním motorem o příkonu 500 [W], hřídel je vyrobena z nerezí a obsahuje magnetický bezpečnostní systém. Dodávání suroviny obstarává jeden plnicí otvor ve tvaru ledvinky o objemu násypky 1,56 [l]. Disk se otáčí 500 [ot/min].



Obr. 1 Robot coupe CL 40 [1]

#### Krouhače zeleniny střední

Určeny pro středně velké gastronomické provozy s požadavkem na kvalitní a výkonné zpracování zeleniny s maximální denní kapacitou do 400 porcí. Pohon asynchronním motorem o příkonu 750 [W], hřídel je vyrobena z nerezí a otáčí se 375 [ot/min]. Obsahuje magnetický bezpečnostní systém a dodávání suroviny obstarává jeden plnicí otvor o objemu násypky 4,2 [l].





Obr. 2 Robot coupe CL 52 E [1]

### Krouhače zeleniny výkonné

Určeny pro velké gastronomické provozy, velkokapacitní jídelny, výroby lahůdek a další gastronomické provozy s požadavkem na kvalitní a výkonné zpracování zeleniny s maximální denní kapacitou 3000 porcí. Stroj má odolnou konstrukci a výkonný indukční motor s příkonem 1 500 [W] pro intenzivní používání. Rychlost krouhání je regulovatelná 375 až 750 [ot/min]. Výkon stroje je až 900 [kg/h].



Obr. 3 Robot coupe CL 60 E [1]

## 2.2. Urschel

Další celosvětově známou firmou je Urschel, která vznikla v roce 1910 v Indii. První vynalezený stroj byl oddělovač konečku angreštu. V dnešní době Urschel vyrábí velký počet strojů pro různé druhy surovin.

### Urschel model G-A

U tohoto modelu je nejprve surovina rozkrojena na plátek díky odstředivé síly a následně je podle požadované velikosti nakrájena na proužky, nebo kostky. O pohon se stará motor s výkonem 1,5 [kW].



Obr. 4 Urschel model G-A [2]

### Urschel model CC Slicer

Model CC využívá odstředivé síly zpracování suroviny. Ta je přitlačena na stěnu s krájecími břity. Nože lze podle potřeby geometrie výstupní suroviny měnit. Pohon je zajištěn motorem s výkonem až 7,5 [kW].



Obr. 5 Urschel model CC Slicer [2]

### 2.3. Allround zpracování zeleniny

Tento podnik má sídlo v Nizozemsku. Nezaměřuje se jen na stroje, ale celé linky. Vyrábí linky ke zpracování jednoho druhu zeleniny a také linky univerzální.

#### Linka na zpracování cibule typ A1

Linka je určena pro menší společnosti zaměřené na zpracování cibule. Pro provoz linky je potřeba 4 – 5 osob a její výkon je až 5 tun za hodinu.



Obr. 6 Linka na zpracování cibule typ A1 [3]

#### AIPL typ 300 Series

Je nejprodávanější ze sortimentu linek. Má velký rozsah možností dle požadavků zákazníka. Lze na ní zpracovat mrkev, brambory, kedlubny, celer a cibule. Produktivita je jiná u každé suroviny, pohybuje se mezi 2,5 až 10 tun za hodinu. Linka složí k praní, sušení, třídění, srovnávače a lze doplnit leštičem.



Obr. 7 AIPL typ 300 Series [3]

### 3. Konstrukční řešení

Po provedení průzkumu trhu lze usoudit, že většina zařízení používá jako krouhací segment kotouč, na který je svisle dopravována surovina, ke zpracování. Po konzultaci s firmou, bude tedy můj návrh krouhacího segmentu, buben. Krouhací část, bude tedy vnější plášť bubnu s řeznými zoubky.

Pohon zařízení obstará elektropřevodovka a krouticí moment bube do bubnu přenášen přes hřídel propojenou s pohonem spojkou. Přenos mezi bubnem a hřídeli zajistí těsné pero.

Tímto konstrukčním řešením se mi naskytly dvě varianty provedení. Jako první variantou je uložení krouhacího bubnu vodorovně a plnicí nádoby budou svisle. Druhou variantou je uložení bubnu svisle a doprava suroviny bude vodorovně.

#### 3.1. První varianta řešení

Krouhací buben je umístěn vodorovně a uložen na hřídeli s ložisky mimo buben. Jedno z ložisek je uloženo pevně v konstrukci a druhé je uloženo v odnímatelných dveřích pro jednoduché vyjmutí krouhacího bubne z konstrukce. Surovina je zde dopravována svisle proti krouhacímu bubnu. Jelikož je křen tvrdý k docílení krouhání, musí být křen tlačěn proti bubnu pístem.



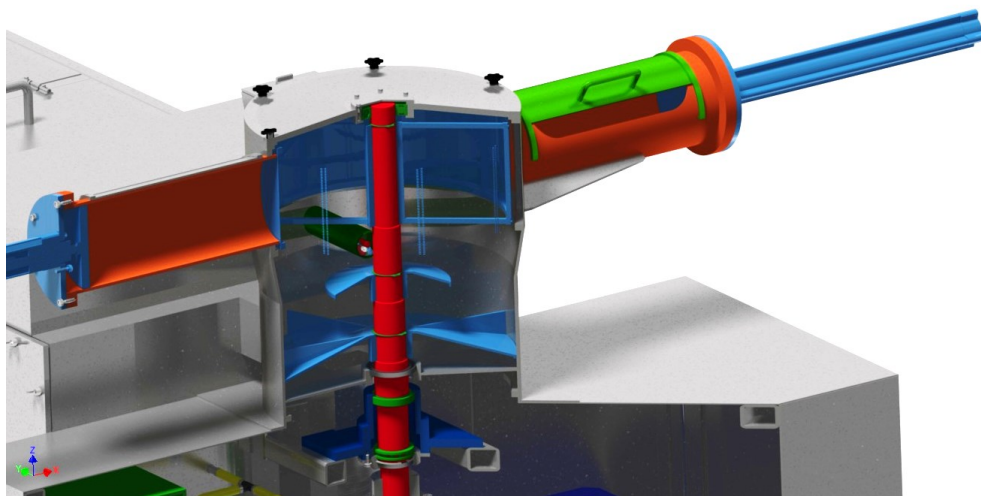
Obr. 8 První varianta řešení

Po nakrouhání se křen nachází v bubnu, proto na vnitřní stranu bubnu umístíme šroubovici, kterou posuneme surovinu ven z bubnu. Surovina přes násypku dopadne na první pásový dopravník, kde se nasytí konzervačním práškem. Před nasycením budou umístěny metličky z důvodu rovnoměrného uložení suroviny na páse. Po nasycení jsou rovněž umístěny metličky, tentokrát z důvodu promíchání suroviny s konzervačním práškem.

Po zakonzervování práškem, křen postupuje na druhý dopravník, kde dojde na nástřík jedlým olejem. Před tím musí být surovina znovu rovnoměrně uložena jako na předešlém dopravníku a na konci dopravníku znova promíchána.

### 3.2. Druhá varianta řešení

V této variantě řešení je buben umístěn svisle a propojen s hřídelí pomocí pera. Na hřídeli je dále umístěn kužel, na který je dopravován konzervační prášek a ten je rovnoměrně rozprášen na padající křen. Dále je na hřídeli uložen vyhazovač, který se nachází pod kuzelem na konzervaci. Vyhazovač zajišťuje přesun suroviny z pod krouhacího bubne na pásový dopravník. Hřídel je uložena ve třech ložiscích. Dvě ložiska jsou umístěná pod vyhazovačem. Jedná se o jedno axiální ložisko, které zachycuje posun dolů, vlastní tíhy struhadla. Druhé ložisko je radiální a to zachycuje posun ze strany na stranu. Poslední ložisko se nachází nad krouhacím bubnem a přenáší radiální zatížení vzniklé od působení pístu na křen a dále na krouhací buben. Toto ložisko je samo těsnící a je umístěno v odnímatelném poklopu. Uložení ložiska na hřídel je s vůlí, protože bude docházet k častému otevírání poklopu.



Obr. 9 Druhá varianta řešení

Křen dále pokračuje na pásový dopravník, kde dojde k zakonzervování jedlým olejem. Jako v předešlé variantě musí být surovina rovnoměrně uložena a toho docílíme použitím metliček. Ty použijeme i na konci pásového dopravníku k promíchání zakonzervovaného křenu. Sycení olejem je prováděno tryskou, která nám rovnoměrně nanese olej na surovinu.

### 3.3. Vyhodnocení variant řešení

Z vybraných variant, vyhodnotíme vhodnější variantu řešení k následnému rozpracování.

Tabulka 1: Vyhodnocení variant řešení

n	Funkce	Hodnocení	
		Varianta 1	Varianta 2
1.	Složitost konstrukce	4	2
2.	Výrobní náklady nože	3	1
3.	Krouhání suroviny	2	2
4.	Podavač práškových přísad	4	2
5.	Nástřík jedlým olejem	1	1
6.	Čištění	4	2
7.	Rozměry stroje	3	2
Sumace hodnocení		21	12
Celkové pořadí		2.	1.

#### Kritéria hodnocení:

1 – Nejlepší hodnocení

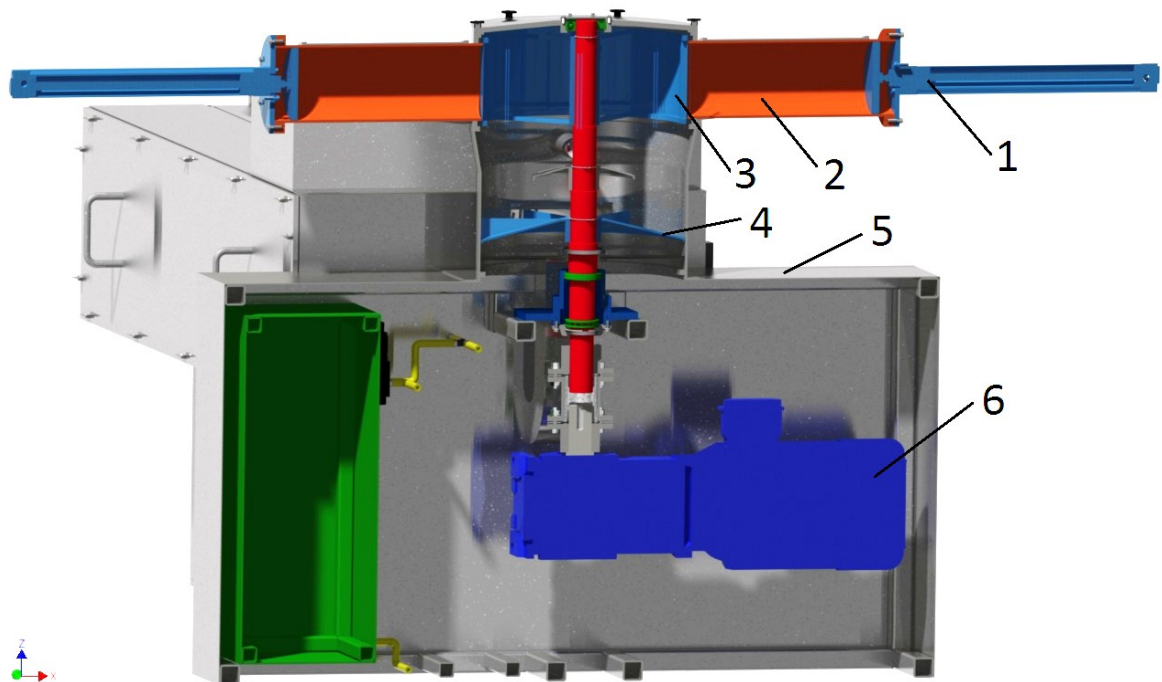
5 – Nejhorší hodnocení

Z důvodu vysokých výrobních nákladů krouhacího nože a čištění stroje po skončení pracovní směny, nesmí být konstrukce stroje složitá. Volím tedy jako vhodnější řešení variantu 2. Tuto variantu dále rozpracuji a provedu potřebné výpočty a kontroly.



#### 4. Návrh krouhacího zařízení

Krouhací zařízení je část stroje, měnící pevnou strukturu křenu na sypnou. Toho docílíme posunem křenu proti rotujícímu struhadlu umístěného na obvodové straně bubny. Posun je zajištěn pneumatickým válcem umístěným vodorovně na plnicí nádobě. Součástí krouhacího zařízení je vyhazovač, dopravující surovinu na dopravní pás k dalšímu zpracování.



Obr. 10 Návrh krouhacího zařízení

1. Pneumatický píst
2. Plnicí nádoby
3. Krouhací bubna
4. Vyhazovač
5. Konstrukce krouhacího zařízení
6. Pohon krouhacího zařízení

##### 4.1. Provedený experiment

Pro návrh zařízení, bylo zapotřebí provést experiment pro zjištění vlastností suroviny. Cílem experimentu bylo určit odpor křenu vůči struhadlu, objemovou hmotnost křenu a sypnou hmotnost křenu.

#### 4.1.1. Odpor křenu vůči struhadlu

Nejprve jsem si určil plochu křenu, kterou budu podrobovat experimentu prováděném na struhadle. Křen jsem zatížil váhou odpovídající tlaku vyvozeného pneumatickým válcem. Hodnotu odporu jsem stanovil na siloměru a vynásobením tíhovým zrychlením. Siloměr byl z jedné strany zajištěn na křenu a druhá strana byla tažena směrem proti struhadlu.

Výsledná hodnota byla určena až po ustálení rychlosti a experiment proveden osmkrát.

Tabulka 2: Odporová síla

n	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_{EO}$ [N]	40,211	38,259	40,221	39,24	39,24	40,221	39,24	38,259

#### Odporová síla

$$F_{EO} = \frac{\sum F_{EO}}{n} \quad (1)$$

$$F_{EO} = \frac{40,211 + 38,259 + 40,221 + 39,24 + 39,24 + 40,211 + 39,24 + 38,259}{8}$$

$$F_{EO} = 39,36 \text{ N}$$

kde:  $n = 8$  [1] počet pokusů experimentu

$F_{EO} = 39,36$  [N] odporová síla křenu

#### Průřez experimentálního křene

$$S_{OK} = \frac{\pi \cdot D_{OK}^2}{4} \quad (2)$$

$$S_{OK} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4}$$

$$S_{OK} = 380,13 \text{ mm}^2$$

kde:  $D_{OK} = 22$  [mm] průměr experimentálního křene

#### 4.1.2. Objemová hmotnost

Je hmotnost objemové jednotky materiálu v rostlém stavu, tj. s jeho dutinami a póry. Určil jsem ji, zvážením zkoumaného kusu a objemu tělesa. Objem jsem určil tzv.



hydrostatickým vážením, kdy jsem zkoumaný kus vložil do nádoby a odečetl výšku rozdílu hladin.

Tabulka 3: Objemová hmotnost křene při zkoumaném objemu

n	1	2	3	4	5	6	7	8
$m_{OHK}$ [g]	203	206	204	202	202	205	204	206

### Hmotnost zkoumaného křene

$$m_{OHK} = \frac{\sum m_{OHK}}{n} \quad (3)$$

$$m_{OHK} = \frac{203 + 206 + 204 + 202 + 202 + 205 + 204 + 206}{8}$$

$$m_{OHK} = 204 \text{ g}$$

kde:  $m_{OHK} = 204$  [g] Hmotnost experimentálního křene

### Objem zkoumaného křene

$$S_{OHK} = \frac{\pi \cdot D_{OHK}^2}{4} \cdot l_{OHK} \quad (4)$$

$$S_{OHK} = \frac{\pi \cdot 110^2}{4} \cdot 20$$

$$S_{OHK} = 190\,066 \text{ mm}^3$$

kde:  $D_{OHK} = 110$  [mm] průměr experimentální nádoby

$l_{OHK} = 20$  [mm] výška rozdílu hladin

### Přepočítání objemové hmotnosti

$$204 \text{ g} \dots \dots 190\,066 \text{ mm}^3$$

$$1000 \text{ g} \dots \dots \dots x_{OH} \text{ mm}^3$$

$$x_{OH} = \frac{1000}{204} \cdot 190\,066 \quad (5)$$

$$x_{OH} = 931\,696,08 \text{ mm}^3 = 9,3169608 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

**Objemová hmotnost křenu**

$$\rho_{VK} = \frac{1}{x_{OH}} \quad (6)$$

$$\rho_{VK} = \frac{1}{9,3169608 \cdot 10^{-4}}$$

$$\rho_{VK} = 1\,073,31 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

**4.1.3. Sypná hmotnost**

Je hmotnost objemové jednotky rozpojeného, volně sypaného materiálu, tj. materiál ve stavu, ve kterém se dopravuje. Tuto hodnotu jsem určil umístěním nastrohaného křenu do nádoby s vypočteným objemem a následně jsem určil hmotnost tohoto množství křene.

**Objem experimentální nádoby**

$$S_{SHK} = \frac{\pi \cdot D_{SHK}^2}{4} \cdot l_{SHK} \quad (7)$$

$$S_{SHK} = \frac{\pi \cdot 85^2}{4} \cdot 50$$

$$S_{SHK} = 283\,725,1 \text{ mm}^3$$

kde:  $D_{SHK} = 85$  [mm] průměr experimentální nádoby

$l_{SHK} = 50$  [mm] výška experimentální nádoby

Tabulka 4: Sypná hmotnost křene při zkoumaném objemu

n	1	2	3	4	5	6	7	8
$m_{SHK}$ [g]	69	68	67	68	66	67	69	70

**Hmotnost zkoumaného křene**

$$m_{SHK} = \frac{\sum m_{SHK}}{n} \quad (8)$$

$$m_{SHK} = \frac{69 + 68 + 67 + 68 + 66 + 67 + 69 + 70}{8}$$

$$m_{SHK} = 68 \text{ g}$$

kde:  $m_{SHK} = 204$  [g] Hmotnost experimentálního křene

**Přepočet sypné hmotnosti**

$$68 \text{ g} \dots \dots 283 \, 725,1 \text{ mm}^3$$

$$1000 \text{ g} \dots \dots \dots x_{SH} \text{ mm}^3$$

$$x_{SH} = \frac{1000}{68} \cdot 283 \, 725,1 \quad (9)$$

$$x_{SH} = 4 \, 172 \, 427,94 \text{ mm}^3 = 4,17242794 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

**Sypná hmotnost křenu**

$$\rho_{SK} = \frac{1}{x_{SH}} \quad (10)$$

$$\rho_{SK} = \frac{1}{4,17242794 \cdot 10^{-3}}$$

$$\rho_{SK} = 239,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

**4.1.4. Součinitel nakypření**

$$k_N = \frac{\rho_{VK}}{\rho_{SK}} \quad (11)$$

$$k_N = \frac{1 \, 073,31}{239,67}$$

$$k_N = 4,478$$

**4.2. Výpočet výkonu elektromotoru krouhacího zařízení**

K výpočtu výkonu elektromotoru musíme nejprve určit moment krouhacího bubnu. Ten nyní můžeme vypočítat, díky provedenému experimentu ke zjištění vlastnosti strouhaného materiálu. Rozměry krouhacího bubnu jsou určeny z rozměrů plnicí nádoby.

Výkon je počítán pro nejvyšší zatížení, ten dosáhneme úplným naplněním plnicích nádob. Tento stav v provozu nikdy nenastane, z důvodu geometrie suroviny.

**Výpočet momentu bubnu**

Experimentem jsme zjistili, že při průměru 22 [mm] má křen odporovou sílu  $F_{EO} = 39,36$  [N]. Nyní musíme tuto odporovou sílu přepočítat na vnitřní průměr plnicích nádob, ta je 140 [mm].

**Plocha plnicí nádoby**

$$S_{PN} = \frac{\pi \cdot D_{PN}^2}{4} \quad (12)$$

$$S_{PN} = \frac{\pi \cdot 140^2}{4}$$

$$S_{PN} = 15\,393,8 \text{ mm}^2$$

kde:  $D_{PN} = 140$  [mm]                      vnitřní průměr plnicích nádob

**Přepočet síly odporu**

$$380,13 \text{ mm}^2 \dots \dots 39,36 \text{ N}$$

$$15\,393,8 \text{ mm}^2 \dots \dots x_{FO} \text{ N}$$

$$x_{FO} = \frac{15\,393,8}{380,13} \cdot 39,36 \quad (13)$$

$$x_{FO} = 1\,593,93 \text{ N}$$

**Celková síla odporu**

$$F_{CO} = 2 \cdot x_{FO} \quad (14)$$

$$F_{CO} = 2 \cdot 1\,593,93$$

$$F_{CO} = 3\,187,86 \text{ N}$$

**Krouticí moment bubnu**

$$M_{MB} = F_{CO} \cdot R_{KB} \quad (15)$$

$$M_{MB} = 3\,187,86 \cdot 0,2$$

$$M_{MB} = 637,57 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:  $R_{KB} = 0,2$  [m]                      poloměr krouhacího bubnu

**Výpočet obvodové rychlosti**

$$v_{KB} = \pi \cdot D_{KB} \cdot n_{KB} \quad (16)$$

$$v_{KB} = \pi \cdot 0,4 \cdot 60$$

$$v_{KB} = 75,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:  $D_{KB} = 0,4$  [m]                      průměr krouhacího bubnu

$n_{KB} = 120$  [ot·min]                      otáčky krouhacího bubnu

**Výpočet výkonu elektromotoru krouhacího bubnu**

$$P_{KB} = \frac{F \cdot v_{KB}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{KB}} \quad (17)$$

$$P_{KB} = \frac{3\,187,86 \cdot 75,4}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,94}$$

$$P_{KB} = 4,26 \text{ kW}$$

kde:  $\eta_{KB} = 0,94$  [1]                      účinnost převodu krouhacího zařízení

Na základě výpočtu (17) volím pohon od firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o. Jedná se o kuželočelní elektropřevodovku typ: SK 9032.1 132S/4. Tento typ elektropřevodovky volím z důvodu velké účinnosti a konstrukčnímu uspořádání převodovky s motorem.

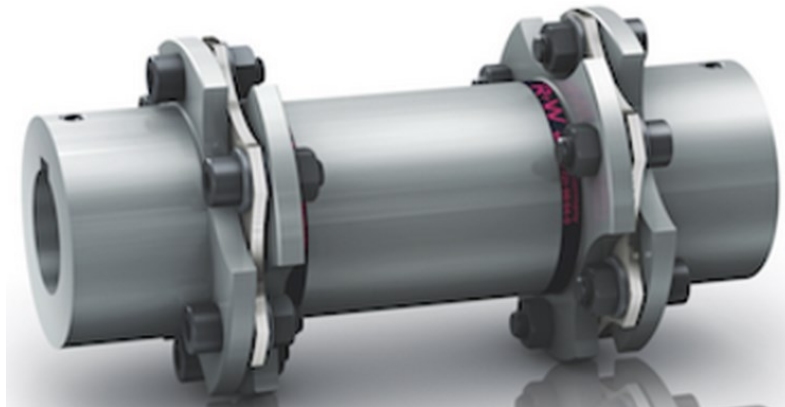


Obr. 11 Kuželočelní elektropřevodovka NORD [4]

**Parametry elektropřevodovky:**

Jmenovitý výkon	$P_{1KZ} = 5,5$ [kW]
Výstupní otáčky	$n_{KZ} = 60$ [ot/min]
Jmenovitý krouticí moment	$M_{MKZ} = 875$ [N · m]
Převodový poměr	$i_{pZv} = 23,91$ [1]

Pro spojení hřídele s motorem a z důvodu bezpečnosti volím spojku od společnosti R+W typ: disková spojka s montážní drážkou řady LP2 700



Obr. 12 Disková spojka řady LP2 [5]

**Parametry spojky:**

Jmenovitý krouticí moment	$M_{SKZ} = 700$ [N · m]
Max. točivý moment	$M_{SMAXKZ} = 1\,400$ [N · m]
Celková délka	$L_{SKZ} = 206$ [mm]
Vnitřní průměry	$d_{SKZ} = 45$ [mm]
Vnější průměr	$D_{SKZ} = 128$ [mm]

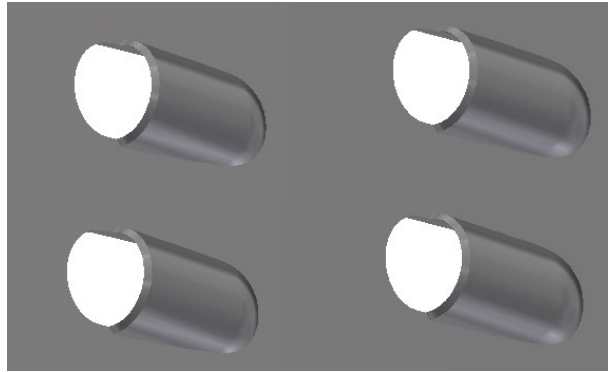
## 5. Návrh geometrie krouhacího kotouče

Krouhací kotouč má tvar bubnu a je vyroben ze dvou částí. První část je konstrukce bubnu, na který je přichycen krouhací plát s vystouplými zoubky. Zachycení je provedeno šrouby, pro snazší možnost demontáže. Demontáž provádíme zejména z důvodu výměny krouhacího plátu a možnosti pročištění.



Obr. 13 Geometrie krouhacího bubnu

Zoubky struhadla jsou umístěny ve dvou řadách a navzájem překrývají své mezery. Tím docílíme odkrouhání celého průřezu a nedochází ke vzniku drážek, které by zabraňovali dalšímu krouhání. Zoubky jsou umístěny v osmi řadách.



Obr. 14 Detail zoubku struhadla

### Celkový počet zoubku

$$n_{CPZ} = (n_{1PZ} + n_{2PZ}) \cdot n_{\check{R}Z} \quad (18)$$

$$n_{CPZ} = (61 + 60) \cdot 8$$

$$n_{CPZ} = 968 \text{ zubů}$$

kde:  $n_{1PZ} = 61$  [zubů]      počet zubů v první větvi

$n_{2PZ} = 60$  [zubů]      počet zubů v druhé větvi

$n_{\check{R}Z} = 10$  [1]      počet řad

### Skutečný počet zubu v záběru

Z důvodu geometrie křenu při krouhání plnicí nádoby nebudou plné. Při výpočtu budeme předpokládat, že je počet zubů v záběru 75 [%].

$$n_{SPZ} = n_{CPZ} \cdot 0,75 \quad (19)$$

$$n_{SPZ} = 968 \cdot 0,75$$

$$n_{SPZ} = 726 \text{ zubů}$$

### Objem jednoho nakrouhaného kousku

Dle zadání je průměr nakrouhaného křene  $D_K = 1,2$  [mm], délka odpovídá průměrné hodnotě  $l_K = 70$  [mm].



$$V_{OK} = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \cdot l_K \quad (20)$$

$$V_{OK} = \frac{\pi \cdot 1,2^2}{4} \cdot 70$$

$$V_{OK} = 79,17 \text{ mm}^3$$

### Nakrouhané množství za sekundu

Bubnový kotouč se otáčí rychlostí  $n_{KB} = 60 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ . Při těchto otáčkách a za předpokladu, že budou dvě plnicí nádoby, bude každá řada dvakrát v záběru. Křen po nakrouhání nabyde množství, součinitel nakypření  $k_N = 4,478 \text{ [1]}$ .

$$V_K = n_{SPZ} \cdot V_{OK} \cdot n_{ZBK} \cdot k_N \quad (21)$$

$$V_K = 726 \cdot 79,17 \cdot 2 \cdot 4,478$$

$$V_K = 514\,767,77 \text{ mm}^3$$

kde:  $n_{ZBK} = 2 \text{ [1]}$  počet záběru za 1 otáčku

### Posuv křenu proti struhadlu

Posuv suroviny v plnicí nádobě proti struhadlu je zajištěn pneumatickým pístem společnosti Festo typ DSBC 40 400 PPSA N3. Vymezování polohy pístu zajišťují přibližovací čidla. Součástí plnicí nádoby je spínač, který při dovržení uzávěru plnicí nádoby zapíná pneumatický píst a spouští šnekový dopravník k dopravě práškových přísad.

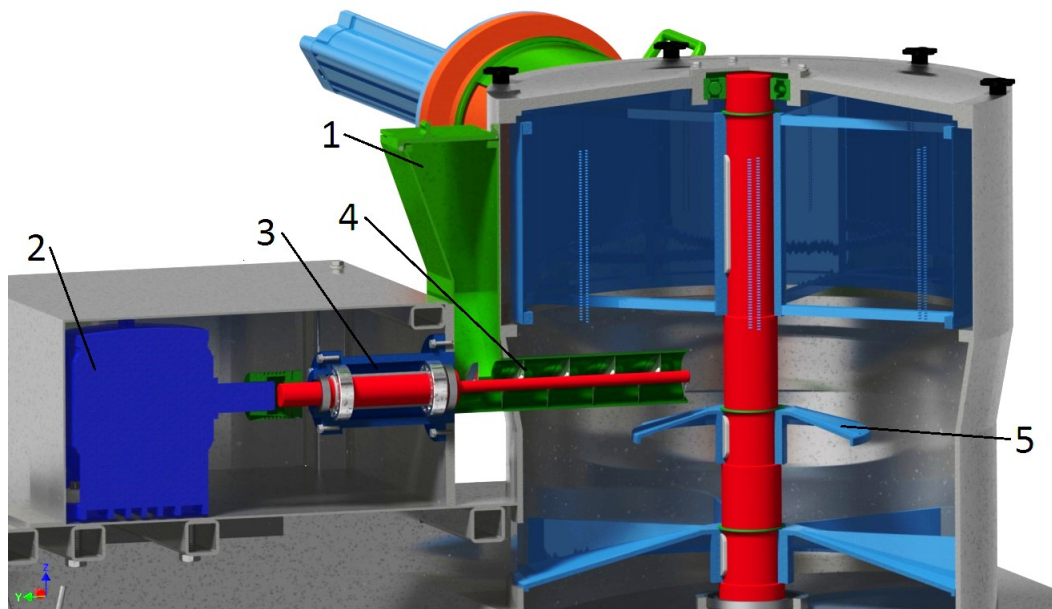


Obr. 15 Pneumatický píst DSBC [6]

## 6. Návrh podavače práškových přísad

Podavač práškových přísad slouží k přesnému dávkování konzervačních látek. Tyto látky nám zajistí delší trvanlivost vyrobeného produktu, tudíž delší dobu na spotřebování suroviny. Je umístěn mezi krouhacím bubnem a vyhazovačem. Tato poloha je nejvhodnějším místem v celé lince. Křen je po nakrouhání jednotlivý a snáze dojde k rovnoměrnému pokrytí práškem. V jiných částech stroje je křen již nahromaděn ve valech a nemuselo by dojít k rovnoměrnému pokrytí.

Práškové přísady jsou dopravovány šnekovým dopravníkem na rotující kužel umístěným na hřídeli pohonu krouhacího bubnu. Tím je zajištěná plynulá rotace a díky drážkám umístěným na povrchu rotujícího kužele rovnoměrné rozprašení přísad.



Obr. 16 Podavače práškových přísad

1. Nádoba na prášek
2. Pohon šneku
3. Uložení šneku
4. Šnek
5. Rozprašovací kužel

### 6.1. Určení množství potřebných práškových přísad

Práškové přísady se budou dávkovat 2 [g] na 1 [kg] nakrouhaného křenu. Krouhací zařízení zpracovává křen 0,123 [kg/s]. Z toho tedy vyplývá, že dopravované množství práškových přísad je  $Q_{\text{šD}} = 9,144 \cdot 10^{-4} [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$ .

## 6.2. Výpočet šnekového dopravníku [7]

Po určení množství práškových přísad, lze navrhnou potřebný šnekový dopravník.

### Dopravované množství

Ze vzorce pro výpočet dopravovaného množství si vypočteme otáčky šneku.

Sypná hmotnost prášku je podobná sypné hmotnosti cementu, proto součinitel plnění  $k_\varphi = 0,3$  [1] a součinitel sklonu dopravníku  $\lambda$  volím dle tabulky 5. Sklon šnekového dopravníku  $\varepsilon = 0$  [°]

Tabulka 5: Součinitel sklonu dopravníku

$\varepsilon$ [°]	0	5	10	15	20
$\lambda$ [1]	1	0,9	0,8	0,7	0,6

$$Q_{\dot{S}D} = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\dot{S}K}^2}{4} \cdot h_{\dot{S}} \cdot n_{\dot{S}D} \cdot \rho_{SP} \cdot k_\varphi \cdot \lambda \Rightarrow n_{\dot{S}D} \quad (22)$$

$$n_{\dot{S}D} = \frac{Q_{\dot{S}D} \cdot 4}{3,6 \cdot \pi \cdot D_{\dot{S}K}^2 \cdot h_{\dot{S}} \cdot \rho_{SP} \cdot k_\varphi \cdot \lambda}$$

$$n_{\dot{S}D} = \frac{9,144 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{3,6 \cdot \pi \cdot 0,04^2 \cdot 0,04 \cdot 1300 \cdot 0,3 \cdot 1}$$

$$n_{\dot{S}D} = 0,013 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 0,78 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:	$D_{\dot{S}K} =$	0,04 [m]	průměr šnekovnice
	$h_{\dot{S}} =$	0,04 [m]	stoupání šneku
	$\rho_{SP} =$	1300 [kg·m <sup>-3</sup> ]	sypná hmotnost prášku
	$n_{\dot{S}D} =$	0,78 [ot/min]	otáčky šneku
	$k_\varphi =$	0,3 [1]	součinitel plnění
	$\lambda =$	1 [1]	součinitel sklonu dopravníku
	$\varepsilon =$	0 [°]	úhel sklonu šnekového dopravníku

**Rychlost pohybu materiálové vrstvy**

$$v_{\dot{s}D} = h_{\dot{s}} \cdot n_{\dot{s}D} \quad (23)$$

$$v_{\dot{s}D} = 0,04 \cdot 0,013$$

$$v_{\dot{s}D} = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Výkon na hřídeli dopravníku**

Součinitel měrného odporu proti pohybu učíme dle tabulky 6.

**Tabulka 6: Součinitel měrného odporu**

Dopravovaný materiál	Součinitel odporu $w$ [1]
Prach, jemné zrno	2,5
Písek, cement	3,2
Škvára, hlína, popel	4
Ruda	5

$$P_{K\dot{s}D} = \frac{Q_{\dot{s}D} \cdot L_{\dot{s}D}}{3600} \cdot (w \cdot \cos \varepsilon + \sin \varepsilon) \cdot g \quad (24)$$

$$P_{K\dot{s}D} = \frac{9,144 \cdot 10^{-4} \cdot 0,22}{3600} \cdot (3,2 \cdot \cos 0 + \sin 0) \cdot 9,81$$

$$P_{K\dot{s}D} = 1,75 \cdot 10^{-6} \text{ kW}$$

kde:  $L_{\dot{s}D} = 0,22$  [m]      délka šneku

$w = 3,2$  [1]      měrný odpor proti pohybu

**Příkon motoru**

$$P_{\dot{s}D} = (1,15 \div 1,20) \cdot \frac{P_{K\dot{s}D}}{\eta_{\dot{s}D}} \quad (25)$$

$$P_{\dot{s}D} = 1,18 \cdot \frac{1,75 \cdot 10^{-6}}{0,40}$$

$$P_{\dot{s}D} = 5,16 \cdot 10^{-6} \text{ kW}$$

kde:  $\eta_{\dot{s}D} = 0,40$  [1]      celková účinnost šnekového pohonu

**Točivý moment na hřídeli šneku**

$$M_{K\dot{S}D} = \frac{P_{\dot{S}D}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{S}D}} \quad (26)$$

$$M_{K\dot{S}D} = \frac{5,16 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,013}$$

$$M_{K\dot{S}D} = 6,32 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Na základě výpočtu (26) volím pohon od firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o. Jedná se o šnekovou elektropřevodovku typ: SK 13050 63S/4. Pro regulaci na požadované otáčky bude součástí motoru frekvenční měnič.



Obr. 17 Šneková elektropřevodovka NORD [4]

**Parametry elektropřevodovky:**

Jmenovitý výkon  $P_{1\dot{S}D} = 0,12 \text{ [kW]}$

Výstupní otáčky  $n_{\dot{S}D} = 1 \text{ [ot/min]}$

Jmenovitý krouticí moment  $M_{M\dot{S}D} = 244 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

Převodový poměr  $i_{p\dot{S}D} = 1\,332,04 \text{ [1]}$

Pro spojení hřídele s motorem a z důvodu bezpečnosti volím spojku od společnosti R+W typ: miniaturní bellows spojka s radiálními stavěcími šrouby a lisovaným připojením řady MK4 100.



Obr. 18 miniaturní bellows spojka MK4 [5]

**Parametry spojky:**

Jmenovitý krouticí moment  $M_{S\check{S}D} = 10 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

Celková délka  $L_{S\check{S}D} = 46 \text{ [mm]}$

Vnitřní průměry  $d_{S\check{S}D1} = 25 \text{ [mm]}$

$d_{S\check{S}D2} = 20 \text{ [mm]}$

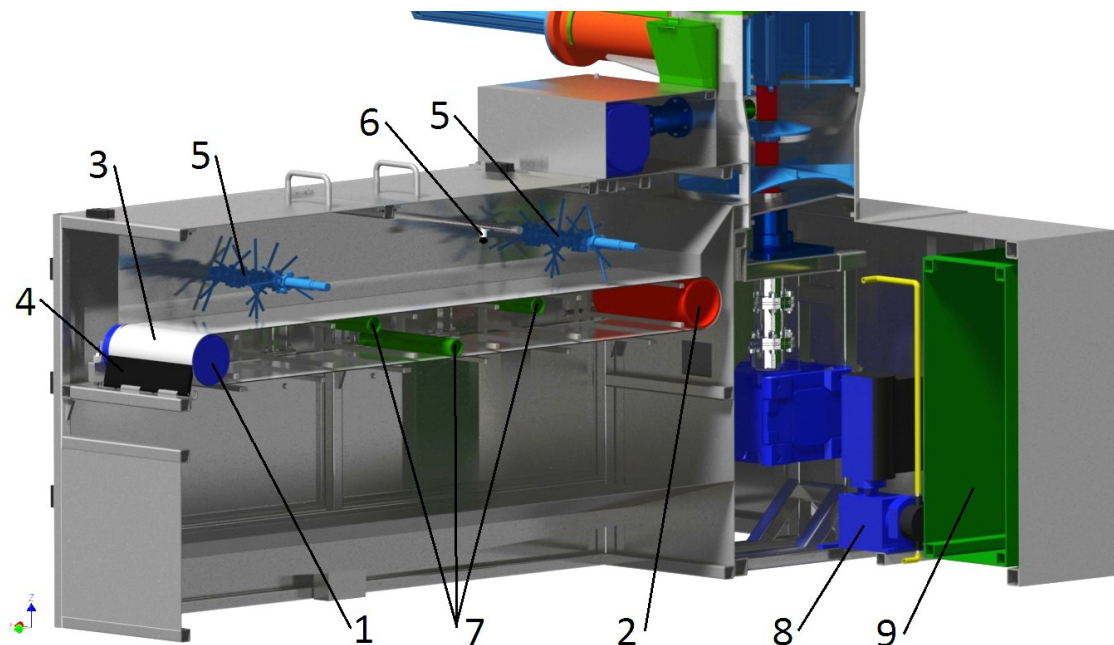
Vnější průměr  $D_{S\check{S}D} = 40 \text{ [mm]}$

## 7. Návrh nástřiku jedlým olejem

Jedlý olej se do suroviny přidává z důvodů konzervačních vlastností. Také brání soplezení, již nakrouhaného křenu. Křen zůstává kyprý a lepe se s ním manipuluje.

Nástřik jedlým olejem je proveden na pásovém dopravníku, kdy pás rovnoměrně dopravuje surovinu a z hora je nanášen jedlý olej. Rovnoměrnou dopravu obstarávají metličky, které rotují proti směru posunu pásu a jsou odsazeny o výšku dopravované suroviny. Metličky, jsou umístěny na začátku pásu a zajišťují také promíchání křenu a práškových přísad. Proto, aby nedocházelo ke ztrátě suroviny z pásu, jsou po stranách pásu umístěny bočnice.

Nástřik nám zajišťuje tryska s plochým rozstříkem umístěna nad surovinou. Po nanesení jedlého oleje se na konci pásového dopravníku nacházejí metličky, které se otáčejí ve směru pohybu pásu a obstarávají poslední promíchání suroviny, ta následně pokračuje k dalšímu zpracování.



Obr. 19 Nástřiku jedlým olejem

- |                  |                            |                   |
|------------------|----------------------------|-------------------|
| 1. Bubnový motor | 4. Stěrka                  | 7. Větve válečku  |
| 2. Zpětný buben  | 5. Přední a zadní metličky | 8. Čerpadlo       |
| 3. Dopravní pás  | 6. Olejová tryska          | 9. Nádrž s olejem |

### 7.1. Výpočet pásového dopravníku [7]

Délku pásového dopravníku volím  $L_{PD} = 1,5$  [m], dopravované množství suroviny  $Q_K = 0,4428$  [t · h<sup>-1</sup>].

#### Volba rychlosti pásu

Rychlost dopravního pásu volím  $v_{DP} = 0,21$  [m · s<sup>-1</sup>].

#### Požadovaný průřez náplně pásu

$$S_{PDP} = \frac{Q_K}{3,6 \cdot v_{DP} \cdot \rho_{SK} \cdot k_{\varphi DP}} \quad (27)$$

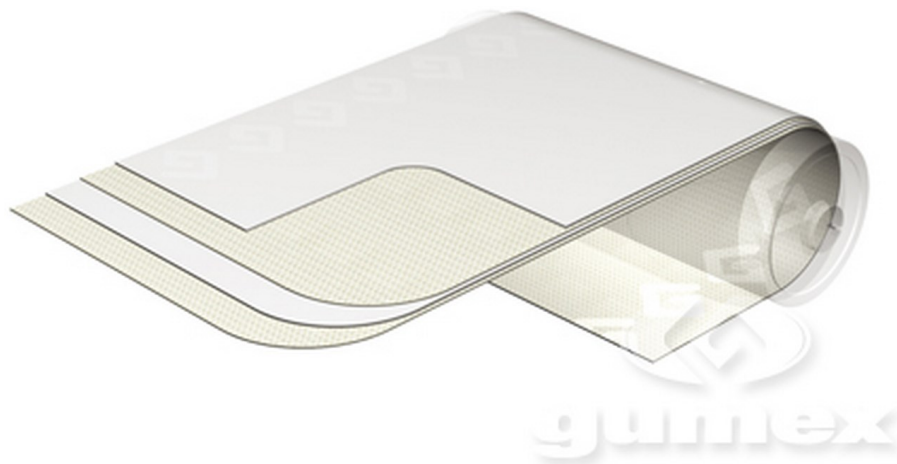
$$S_{PDP} = \frac{0,4428}{3,6 \cdot 0,21 \cdot 239,67 \cdot 0,9}$$

$$S_{PDP} = 2,715 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

kde:  $k_{\varphi DP} = 0,9$  [1] součinitel plnění pásu

#### Volba šířky dopravního pásu

Volím, dopraví pás od společnosti GUMEX, SPOL. S R. O. typ: PVC pás – F 20/2. Jedná se o PVC pás, vhodný pro aplikaci do potravinářského průmyslu, s dobrou odolností vůči minerálním olejům a tukům, pro přepravu masných výrobků, těsta a krájené zeleniny.



Obr. 20 Dopravní pás GUMEX - PVC pás – F 20/2 [8]



**Parametry dopravního pásu:**Šířka dopravního pásu  $B_{DP} = 300$  [mm]Tloušťka dopravního pásu  $t_{DP} = 2,6$  [mm]Hmotnost dopravního pásu  $m_{DP} = 3$  [kg · m<sup>-2</sup>]Minimální průměr hnacího bubnu  $D_{minDP} = 50$  [mm]**Výpočet náplně pásu**

Náplň pásu je rovnoměrná, je určena vzdáleností bočnic a výškou náplně zajištěnou rotujícími metličkami. Bočnice jsou od sebe vzdáleny  $b_{DP} = 0,28$  [m] a výška náplně je  $h_{DP} = 0,01$  [m].

$$S_{SPDP} = b_{DP} \cdot h_{DP} \quad (28)$$

$$S_{SPDP} = 0,28 \cdot 0,01$$

$$S_{SPDP} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

**Porovnání náplní pásu**

$$S_{SPDP} \geq S_{PDP} \quad (29)$$

$$2,8 \cdot 10^{-3} \geq 2,715 \cdot 10^{-3}$$

Vyhovuje.

**Obvodová síla na poháněcím bubnu**

$$F_{DP} = F_1 + F_2 + F_{PO} \quad (30)$$

$$F_{DP} = 3,93 + 0 + 500,187$$

$$F_{DP} = 504,12 \text{ N}$$

kde:  $F_1 = 3,93$  [N] síla potřebná k překonání pohybových odporů

$F_2 = 0$  [N] síla potřebná k překonání výšky

$F_{PO} = 500,187$  [N] přídavné a vedlejší odpory

**Síla potřebná k překonání pohybových odporů**

$$F_1 = w_{DP} \cdot L_{PD} \cdot g \cdot [(2 \cdot m_{DP} + q_{DP}) \cdot \cos \varepsilon_{DP} + m_{vDP}] \quad (31)$$

$$F_1 = 0,02 \cdot 1,5 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 3 + 0,586) \cdot \cos 0 + 6,752]$$

$$F_1 = 3,93 \text{ N}$$

kde:  $w_{DP} = 0,02$  [1] měrný pohybový odpor dopravníku

$\varepsilon_{DP} = 0$  [°] úhel sklonu dopravníku

$q_{DP} = 0,586$  [kg·m<sup>-1</sup>] měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$m_{vDP} = 6,752$  [kg·m<sup>-1</sup>] měrná hmotnost rotujících částí válečku

**Měrná hmotnost dopravovaného materiálu**

$$q_{DP} = \frac{Q_K}{3,6 \cdot v_{DP}} \quad (32)$$

$$q_{DP} = \frac{0,4428}{3,6 \cdot 0,21}$$

$$q_{DP} = 0,586 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

**Měrná hmotnost rotujících částí válečku**

Při výpočtu měrné hmotnosti rotujících částí válečku jsem si nejprve musel určit rozměry a počet válečku ve větvi, z toho se odvíjela rozteč podpěr horní a dolní větve válečku. Hmotnost válečku jsem určil podle programu AutoDesk Inventor 2013.

$$m_{vDP} = \frac{n_{vhDP} \cdot m_{vhDP}}{t_{1DP}} \cdot \frac{n_{vdDP} \cdot m_{vdDP}}{t_{2DP}} \quad (33)$$

$$m_{vDP} = \frac{2 \cdot 1,266}{0,5} \cdot \frac{1 \cdot 1,266}{0,75}$$

$$m_{vDP} = 6,752 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:  $n_{vhDP} = 2$  [1] počet válečku horní větve

$m_{vhDP} = 1,266$  [kg] hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve

$t_{1DP} = 0,5$  [m] rozteč podpěr horní větve

$n_{vdDP} =$	1 [1]	počet válečku dolní větve
$m_{vdDP}$	1,266 [kg]	hmotnost rotujících částí 1 válečku dolní větve
$t_{2DP} =$	0,75 [m]	rozteč podpěr dolní větve

### Přídavné a vedlejší odpory dopravníku

$$F_{PO} = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B \quad (34)$$

$$F_{PO} = 0,026 + 0,161 + 1 \cdot 500$$

$$F_{PO} = 500,187 \text{ N}$$

kde:  $F_{N1} =$  0,026 [N] odpor setrvačných sil v místě nakládky

$F_{N2} =$  0,161 [N] odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$n_B =$  1 [1] počet nepoháněných bubnů

$F_B =$  500 [N] odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

### Odpor setrvačných sil v místě nakládky

$$F_{N1} = q_{DP} \cdot v_{DP} \cdot (v_{DP} - v_{0DP}) \quad (35)$$

$$F_{N1} = 0,586 \cdot 0,21 \cdot (0,21 - 0)$$

$$F_{N1} = 0,026 \text{ N}$$

kde:  $v_{0DP} =$  0 [m·s<sup>-1</sup>] počáteční rychlost dopravované hmoty

### Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q_{DP}^2 \cdot g \cdot L_{Bv}}{\rho_{SK} \cdot b_{DP}^2} \quad (36)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 0,586^2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{239,67 \cdot 0,28^2}$$

$$F_{N2} = 0,161 \text{ N}$$

kde:  $\mu_B = 0,6$  [1] součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením

$L_{Bv} = 1,5$  [m] délka bočního vedení

### Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

$$F_B = 500 \div 1500 \text{ N} \Rightarrow F_B = 500 \text{ N} \quad (37)$$

### Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$P_{DP} = \frac{F_{DP} \cdot v_{DP}}{10^3 \cdot \eta_{DP}} \quad (38)$$

$$P_{DP} = \frac{504,12 \cdot 0,21}{10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_{DP} = 0,125 \text{ kW}$$

kde:  $\eta_{DP} = 0,85$  [1] účinnost poháněcí stanice dopravního pásu

### Určení příkonu 1 elektromotoru

$$P_{MDP} \geq \frac{P_{DP}}{n_{eDP}} \quad (39)$$

$$P_{MDP} \geq \frac{0,125}{1}$$

$$P_{MDP} \geq 0,125 \text{ kW}$$

kde:  $n_{eDP} = 1$  [1] počet použitých elektromotorů

Na základě výpočtu (39) volím pohon od firmy LAT. Jedná se o bubnový motor typ: TM 111x350. Tento druh motoru volím z důvodu velké účinnosti a průměr bubnu vyhovuje požadavkům dopravního pásu.



Obr. 21 Bubnový motor LAT [9]

**Parametry bubnového motoru:**

Jmenovitý výkon	$P_{1DP} = 0,18$ [kW]
Výstupní rychlost	$v_{DP} = 0,21$ [m · s <sup>-1</sup> ]
Výstupní otáčky	$n_{DP} = 36$ [ot · min <sup>-1</sup> ]
Jmenovitý krouticí moment	$M_{MDP} = 48$ [N · m]
Průměr bubnu motoru	$D_{BDP} = 113,5$ [mm]

**Kontrola pohonu dopravníku na rozběh**

$$M_{SMDP} < M_{MDP} \quad (40)$$

$$31,08 < 48$$

Vyhovuje.

kde:  $M_{SMDP} = 31,08$  [N·m]      statický moment od zatížení dopravníku  
redukovaný na hřídel motoru

**Statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru**

$$M_{SM DP} = \frac{1}{n_{e DP}} \cdot F_{DP} \cdot 0,5 \cdot D_{BDP} \cdot \frac{1}{\eta_{DP} \cdot i_{p DP}} \quad (41)$$

$$M_{SM DP} = \frac{1}{1} \cdot 504,12 \cdot 0,5 \cdot 0,1135 \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 1}$$

$$M_{SM DP} = 33,66 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:  $i_{p DP} = 1$  [1] převodový poměr převodovky

**Tahy v dopravním pásu**

$$F_{ODP} = 1,3 \cdot F_{DP} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (42)$$

$$F_{ODP} = 1,3 \cdot 504,12 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{ODP} = 260,73 \text{ N}$$

kde:  $\mu_{DP} = 0,4$  [1] součinitel tření mezi bubnem a pásem

$\alpha_G = \pi$  [rad] úhel opásání bubnu

$$F_{n DP} = F_{ODP} + F_{DP} \quad (43)$$

$$F_{n DP} = 260,73 + 504,12$$

$$F_{n DP} = 764,85 \text{ N}$$

**Velikost napínací síly**

Při dopravě směrem od pohonu a při vodorovné dopravě.

$$F_{Z DP} = 2 \cdot F_{n DP} \cdot L_{PD} \quad (44)$$

$$F_{Z DP} = 2 \cdot 764,85 \cdot 1,5$$

$$F_{Z DP} = 2 294,55 \text{ N}$$

**Skutečné tahy v dopravním pásu**

$$F_{OSDP} = \frac{1}{2} \cdot F_{ZDP} \quad (45)$$

$$F_{OSDP} = \frac{1}{2} \cdot 2\,294,55$$

$$F_{OSDP} = 1\,147,28 \text{ N}$$

$$F_{nSDP} = \frac{1}{2} \cdot F_{ZDP} + F_{DP} \quad (46)$$

$$F_{nSDP} = \frac{1}{2} \cdot 2\,294,55 + 504,12$$

$$F_{nSDP} = 1\,651,4 \text{ N}$$

**Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem**

$$p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$$

$$p_{DP} = \frac{F_{nSDP} + F_{OSDP}}{D_{BPD} \cdot B_{DP}} \cdot 10^{-6} \quad (47)$$

$$p_{DP} = \frac{1\,651,4 + 1\,147,28}{0,1135 \cdot 0,3} \cdot 10^{-6}$$

$$p_{DP} = 0,082 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} \geq p_{DP} \quad (48)$$

$$0,15 \geq 0,082$$

Vyhovuje.

kde:  $p_{dov} = 0,15$  [MPa]      dovolený tlak mezi pásem a bubnem

**7.2. Návrh obvodu nástřiku jedlým olejem**

Jedlý olej je nanášen na surovinu tryskou s plochým rozstříkem, zajišťuje nám nanesení oleje rovnoměrně a po celé šířce pásu. Volím trysku Lechler typ: 632. 187-120°. Výhodou trysky je její šířka plochého rozstříku, která se nemění se vzrůstajícím tlakem. Tudíž lze měnit průtok jedlého oleje a nemusíme nastavovat výšku trysky.



Obr. 22 Tryska s plochým rozstříkzem Lechler [10]

**Parametry trysky s plochým rozstříkzem:**

Úhel rozstříku  $\alpha_{TPR} = 120$  [rad]

Šířka paprsku při výšce 250 [mm]  $B_{TPR} = 630$  [mm]

Rozsah tlaku  $\Delta p_{TPR} = 1 \div 1$  [MPa]

Rozsah průtoku  $\Delta V_{TPR} = 0,06 \div 0,18$  [l · min<sup>-1</sup>]

Tryska bude dodávat jedlý olej při pracovním tlaku  $p_{TPR} = 0,3$  [MPa] a bude mít průtok  $V_{TPR} = 0,1$  [l · min<sup>-1</sup>]. K zajištění potřebného tlaku volím do hydraulického obvodu dávkovací membránové čerpadlo od společnosti Hennlich s.r.o. typ: C409.2-12e.

Výhodou čerpadla je vysoká přesnost dávkování, vysoká těsnost a dlouhá životnost membrány. Součástí čerpadla je elektronické zařízení sloužící k lineární charakteristice regulování. Můžeme, tudíž měnit podle potřeby výstupní tlak a tím měnit průtok oleje tryskou, při zachování šířky paprsku rozstříku. Použití čerpadla je široké a nechybí v něm i potravinářský průmysl.





Obr. 23 Membránové dávkovací čerpadlo Hennlich [11]

**Parametry membránového dávkovacího čerpadla:**Dopravované množství  $\Delta V_{M\check{c}} = 0 \div 12 \text{ [l} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$ Rozsah tlaku  $\Delta p_{M\check{c}} = 0 \div 1 \text{ [MPa]}$ Příkon čerpadla  $P_{M\check{c}} = 0,18 \text{ [kW]}$ 

Z důvodu bezpečnosti, pokud by došlo k ucpání trysky, volím do obvodu pojistný ventil, který bude nastaven na tlak 1,1 [MPa]. Ten zajistí, aby při zvýšení tlaku nebylo poškozeno čerpadlo, uvolněním tlaku v obvodu do nádrže s jedlým olejem. Volím přímo řízený pojistný ventil VS 025 A 06 V G.



Obr. 24 Přímě řízený pojistný ventil Parker [12]

Pro dopravu jedlého oleje hydraulickým obvodem z nádrže do trysky použijeme hadice pro potravinářský průmysl drinktec fortress 300. Její výhodou je vysoká odolnost proti olejům a vestavěná antimikrobiální ochrana.



Obr. 25 Hadice na dopravu jedlého oleje [13]

### Parametry hadice na dopravu jedlého oleje

Vnitřní průměr hadice  $d_{HJO2} = 12,7$  [mm]

Vnější průměr hadice  $d_{HJO1} = 22,8$  [mm]

Maximální povolené tlak  $p_{MAXHJO} = 2$  [MPa]

### 7.3. Rovnání křenu na páse

Křen je rovnán na páse z důvodu rovnoměrného zakonzervování jedlým oleje. Rovnání provádíme metličkami upevněnými svěrným spojem na rotující hřídeli. Pohon je zajištěn elektropřevodovkou a krouticí moment je přenášen spojkou.

Křen vůči metličkám působí odpor  $M_{ORK} = 10$  [N · m]. Tato hodnota je určena z konzultací s firmou z předešlých zkušeností.

Ve větvi pro nástřik olejem se tento mechanismus nachází na dvou místech. V přední části dopravníku pro rovnání křenu na páse a na konci dopravníku k promíchání křenu po zakonzervování jedlým olejem.

### Krouticí moment metliček

$$M_{ORK} = F_{ORK} \cdot R_M \Rightarrow F_{ORK} \quad (49)$$

$$F_{ORK} = \frac{M_{ORK}}{R_M}$$

$$F_{ORK} = \frac{12}{0,09}$$

$$F_{ORK} = 133,33 \text{ N}$$

kde:  $F_{ORK} = 133,33$  [N] síla působící proti metličkám  
 $R_M = 0,09$  [m] rameno záběru metliček

### Výpočet obvodové rychlosti

$$v_{RK} = \pi \cdot D_M \cdot n_{RK} \quad (50)$$

$$v_{RK} = \pi \cdot 0,18 \cdot 100$$

$$v_{RK} = 56,55 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:  $D_M = 0,18$  [m] průměr záběru metliček  
 $n_{RK} = 100$  [ot·min] otáčky metliček

### Výpočet výkonu elektromotoru rovnače křenu

$$P_{RK} = \frac{F_{ORK} \cdot v_{RK}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{RK}} \quad (51)$$

$$P_{RK} = \frac{133,33 \cdot 56,55}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,40}$$

$$P_{RK} = 0,314 \text{ kW}$$

kde:  $\eta_{RK} = 0,40$  [1] účinnost převodu rovnače křenu

Na základě výpočtu (51) volím pohon od firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o. Jedná se o šnekovou elektropřevodovku typ: SK 02040 71L/4.



Obr. 26 Šneková elektropřevodovka NORD [4]

**Parametry elektropřevodovky:**

Jmenovitý výkon	$P_{1RK} = 0,37$ [kW]
Výstupní otáčky	$n_{RK} = 102$ [ot/min]
Jmenovitý krouticí moment	$M_{MRK} = 28$ [N · m]
Převodový poměr	$i_{pRK} = 13,27$ [1]

Pro spojení hřídele s motorem a z důvodu bezpečnosti volím spojku od společnosti R+W typ: metal bellows spojka ekonomické třídy s upínacím nábojem řady BKL 15.



Obr. 27 Metal bellows spojka ekonomické třídy s upínacím nábojem [5]

**Parametry spojky:**

Jmenovitý krouticí moment	$M_{SRK} = 15$ [N · m]
Celková délka	$L_{SRK} = 58$ [mm]
Vnitřní průměry	$d_{SRK} = 20$ [mm]
Vnější průměr	$D_{SRK} = 49$ [mm]

## 8. Kontrola vybraných prvků

### 8.1. Kontrola pera krouhacího bubnu

Pero se nachází na průměru hřídeli  $D_{HKB} = 40$  [mm], je zatěžováno silou vyvozenou odporem křene vůči krouhacímu bubnu  $F_{CO} = 3\,187,86$  [N]. Pro přenášení síly volím pero těsné 12e7 x 6 x 100 ČSN 02 2562. Materiál pera 11 600.

#### Kontrola pera na stříh

$$\tau_{sKB} = \frac{F_{CO}}{S_{SKB}} = \frac{F_{CO}}{b_{KB} \cdot h_{KB}} \leq \tau_{DsKB} \quad (52)$$

$$\tau_{sKB} = \frac{3\,187,86}{12 \cdot 6}$$

$$\tau_{sKB} = 44,28 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

kde:	$b_{KB} =$	12 [mm]	šířka pera
	$h_{KB} =$	6 [mm]	výška pera
	$\tau_{DsKB} =$	80 [MPa]	napětí dovolené v stříhu

#### Kontrola pera na otláčení

$$p_{KB} = \frac{F_{CO}}{S_{OKB}} = \frac{F_{CO}}{t_{1KB} \cdot l_{CKB}} \leq p_{DKB} \quad (53)$$

$$p_{KB} = \frac{3\,187,86}{2,5 \cdot 88}$$

$$p_{KB} = 14,49 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Vyhovuje

kde:	$t_{1KB} =$	2,5 [mm]	výška spoje pera s bubne
	$l_{CKB} =$	88 [mm]	celková délka spoje pera
	$p_{DKB} =$	120 [MPa]	napětí dovolené v tlaku

**Celková délka spoje pera**

$$l_{CKB} = l_{KB} - 2 \cdot R_{KB} \quad (54)$$

$$l_{CKB} = 100 - 2 \cdot 6$$

$$l_{CKB} = 88 \text{ mm}$$

kde:  $R_{KB} = 6 \text{ [mm]}$                       rádius pera

$l_{KB} = 100 \text{ [mm]}$                       délka pera

Mnou navržené pero vyhovuje kontrolám a lze jej použít k přenášení krouticího momentu na krouhací buben.

**8.2. Kontrola ložisek krouhacího zařízení**

Hřídel krouhacího zařízení je uložena na třech ložiscích, jedno axiální a dva radiální. Před kontrolou si nejprve musím určit reakce v ložiskách.

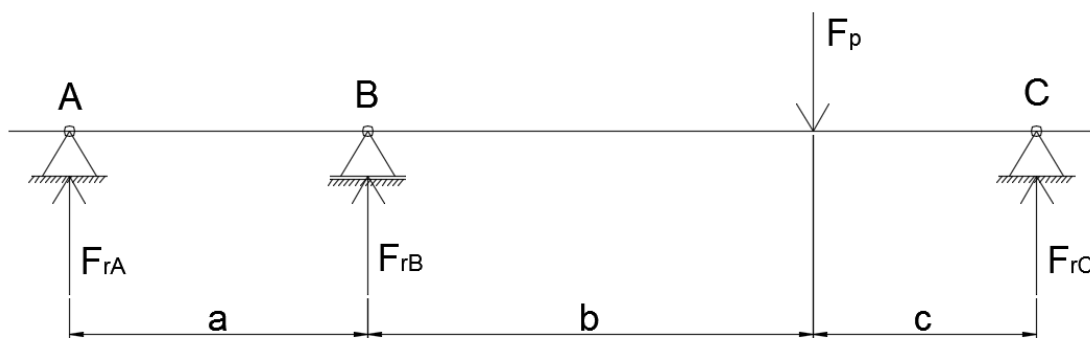
**Určení síly  $F_p$** 

Síla  $F_p$  vzniká působením pístu k posunu křene. Plnicí nádoby jsou proti sobě a síly se tudíž odečítají. Výpočet je tedy proveden pro variantu, chodu jen jedné plnicí nádoby. Píst vyvodí tlak 2 barů.

$$F_p = 200\,000 \cdot S_{PN} \quad (55)$$

$$F_p = 200\,000 \cdot 0,01539$$

$$F_p = 3\,078,76 \text{ N}$$

**Výpočet radiálního zatížení**

Obr. 28 Radiální zatížení v ložiskách

$$M_{OC} : -F_{rA} \cdot (a + b + c) - F_{rB} \cdot (b + c) + F_p \cdot c = 0 \quad (56)$$

$$M_{OB} : -F_{rA} \cdot a - F_p \cdot b + F_{rC} \cdot (a + b) = 0 \quad (57)$$

$$M_{OA} : F_{rB} \cdot a - F_p \cdot (a + b) + F_{rC} \cdot (a + b + c) = 0 \quad (58)$$

Z rovnice (57) vytkneme  $F_{rA}$  a z rovnice (58) vytkneme  $F_{rB}$ .

$$F_{rA} = \frac{-F_p \cdot b + F_{rC} \cdot (b + c)}{a}$$

$$F_{rB} = \frac{F_p \cdot (a + b) - F_{rC} \cdot (a + b + c)}{a}$$

Tyto rovnice vložíme do rovnice (56).

$$\frac{-F_p \cdot b + F_{rC} \cdot (b + c)}{a} \cdot (a + b + c) - \frac{F_p \cdot (a + b) - F_{rC} \cdot (a + b + c)}{a} \cdot (b + c) + F_p \cdot c = 0$$

$$F_{rC} = \frac{-F_p \cdot c \cdot a + F_p \cdot b \cdot (a + b + c) + F_p \cdot (a + b) \cdot (b + c)}{(b + c) \cdot (a + b + c) + (a + b + c) \cdot (b + c)}$$

$$F_{rC} = \frac{-3\,078,76 \cdot 106 \cdot 63,5 + 3\,078,76 \cdot 375 \cdot (63,5 + 375 + 106)}{2 \cdot [(375 + 106) \cdot (63,5 + 375 + 106)]} + \frac{+3\,078,76 \cdot (63,5 + 375) \cdot (375 + 106)}{2 \cdot [(375 + 106) \cdot (63,5 + 375 + 106)]}$$

$$F_{rC} = 2\,400,59 \text{ N}$$

Následně dosadíme do vytknutých rovnic a dopočítáme zbývající reakce.

$$F_{rA} = \frac{-3\,078,76 \cdot 375 + 2\,400,59 \cdot (375 + 106)}{63,5}$$

$$F_{rA} = 2,34 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \frac{3\,078,76 \cdot (63,5 + 375) - 2\,400,59 \cdot (63,5 + 375 + 106)}{63,5}$$

$$F_{rB} = 675,83 \text{ N}$$

---

kde:	$M_{OA}$	[N·mm]	ohybový moment k budu A
	$M_{OB}$	[N·mm]	ohybový moment k budu B
	$M_{OC}$	[N·mm]	ohybový moment k budu C
	$a=$	63,5 [mm]	vzdálenost mezi ložisky A a B
	$b=$	375 [mm]	vzdálenost mezi ložisky B a působením síly
	$c=$	106 [mm]	vzdálenost mezi působením síly a ložiskem C
	$F_{rA}=$	[N]	radiální síla v místě ložiska A
	$F_{rB}=$	[N]	radiální síla v místě ložiska B
	$F_{rC}=$	[N]	radiální síla v místě ložiska C

### Výpočet axiálního zatížení

Axiální zatížení vzniká vlastní tíhou hřídele a tíhou jednotlivých komponent umístěné na hřídeli. Do výpočtu nezahrnuji hmotnost nakrouhaného křene z důvodu nízké hmotnosti.

$$F_{AX} = m_C \cdot g \quad (59)$$

$$F_{AX} = 21,215 \cdot 9,81$$

$$F_{AX} = 208,12 \text{ N}$$

### Výpočet celkové hmotnosti

Váhu jednotlivých komponent jsem určil díky programu Autodesk Inventor Profesional 2013.

$$m_C = m_{KB} \cdot m_H \cdot m_{RP} \cdot m_V \quad (60)$$

$$m_C = 5,657 \cdot 9,189 \cdot 1,178 \cdot 5,191$$

$$m_C = 21,215 \text{ kg}$$

kde:  $m_{KB} =$  5,657 [kg] hmotnost krouhacího bubnu

$m_H =$  9,189 [kg] hmotnost hřídele



$m_{RP} =$	1,178 [kg]	hmotnost rozmetače práškových přísad
$m_V =$	5,191 [kg]	hmotnost vyhazovače

### 8.2.1. Kontrola ložiska v místě A [14]

Jedná se o axiální kuličkové ložisko jednosměrné typ SKF 51109.

Vnitřní průměr ložiska	45 [mm]
Vnější průměr ložiska	65 [mm]
Základní statická únosnost $C_{OA}$	69 500 [N]

$$P_{OA} = F_{AX} \quad (61)$$

$$P_{OA} = 208,12 \text{ N}$$

### Statická bezpečnost

$$S_{OA} = \frac{C_{OA}}{P_{OA}} \quad (62)$$

$$S_{OA} = \frac{69\,500}{208,12}$$

$$S_{OA} = 333,94$$

### 8.2.2. Kontrola ložiska v místě B [14]

Jedná se o radiální kuličkové ložisko jednořadé typ SKF 61910.

Vnitřní průměr ložiska	50 [mm]
Vnější průměr ložiska	72 [mm]
Základní statická únosnost $C_{OB}$	11 800 [N]

$$P_{OB} = F_{rB} \quad (63)$$

$$P_{OB} = 675,83 \text{ N}$$

**Statická bezpečnost**

$$S_{OB} = \frac{C_{OB}}{P_{OB}} \quad (64)$$

$$S_{OB} = \frac{11\,800}{675,83}$$

$$S_{OB} = 17,46$$

**8.2.3. Kontrola ložiska v místě C [14]**

Jedná se o radiální kuličkové ložisko jednořadé typ SKF 6208-2RS1. Ložisko je samo těsnící a těsnění je řešeno kontaktně.

Vnitřní průměr ložiska 40 [mm]

Vnější průměr ložiska 80 [mm]

Základní statická únosnost  $C_{OC}$  19 000 [N]

$$P_{OC} = F_{rc} \quad (65)$$

$$P_{OC} = 2400,59 \text{ N}$$

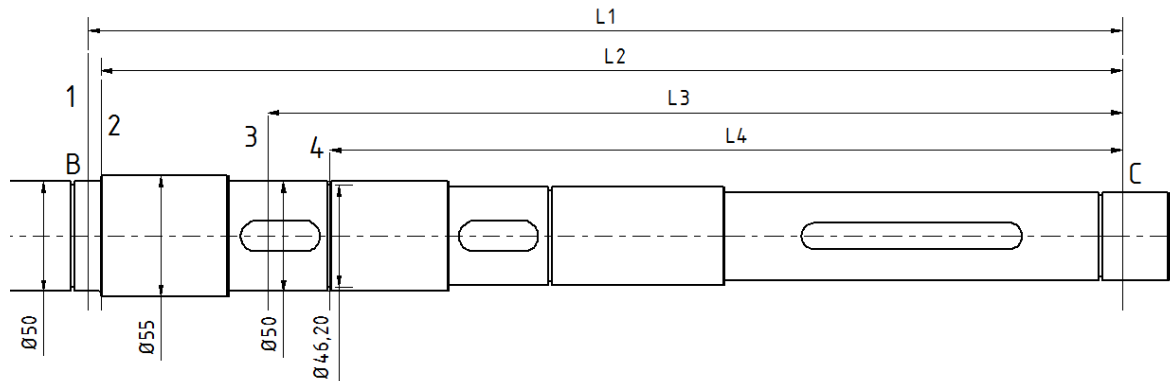
**Statická bezpečnost**

$$S_{OC} = \frac{C_{OC}}{P_{OC}} \quad (66)$$

$$S_{OC} = \frac{19\,000}{2\,400,59}$$

$$S_{OC} = 7,92$$

### 8.3. Statická kontrola hřídele [15]



Obr. 29 Statická kontrola hřídele

#### 8.3.1. Kontrola hřídele v místě 1

##### Ohybové napětí

$$\sigma_{O1} = \frac{F_{rA} \cdot L_1}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} \quad (67)$$

$$\sigma_{O1} = \frac{2\,400,59 \cdot 481}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}}$$

$$\sigma_{O1} = 94,09 \text{ MPa}$$

kde:  $L_1 = 481$  [mm] vzdálenost mezi ložiskem B a C

##### Bezpečnost v místě 1

$$k_{B1} = \frac{R_e}{\sigma_{O1}} \quad (68)$$

$$k_{B1} = \frac{490}{94,09}$$

$$k_{B1} = 5,21$$

kde:  $R_e = 490$  [MPa] mez kluzu materiálu ČSN 17 240

#### 8.3.2. Kontrola hřídele v místě 2

##### Ohybové napětí

$$\sigma_{O2} = \frac{F_{rA} \cdot L_2}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} \cdot \alpha_{O2} \quad (69)$$

$$\sigma_{02} = \frac{2\,400,59 \cdot 475}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} \cdot 2,1$$

$$\sigma_{02} = 195,13 \text{ MPa}$$

kde:  $L_2 = 475$  [mm] vzdálenost mezi bodem 2 a ložiskem C

$\alpha_{02} = 2,1$  [1] tvarový součinitel v místě 2

### Bezpečnost v místě 2

$$k_{B2} = \frac{R_e}{\sigma_{02}} \quad (70)$$

$$k_{B2} = \frac{490}{195,13}$$

$$k_{B2} = 2,51$$

### 8.3.3. Kontrola hřídele v místě 3

#### Ohybové napětí

$$\sigma_{03} = \frac{F_{rA} \cdot L_3}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} \cdot \alpha_{03} \quad (71)$$

$$\sigma_{03} = \frac{2\,400,59 \cdot 352}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} \cdot 2,6$$

$$\sigma_{03} = 179,03 \text{ MPa}$$

kde:  $L_3 = 352$  [mm] vzdálenost mezi bodem 3 a ložiskem C

$\alpha_{03} = 2,6$  [1] tvarový součinitel v místě 3

### Bezpečnost v místě 3

$$k_{B3} = \frac{R_e}{\sigma_{03}} \quad (72)$$

$$k_{B3} = \frac{490}{179,03}$$

$$k_{B3} = 2,74$$

### 8.3.4. Kontrola hřídele v místě 4

#### Ohybové napětí

$$\sigma_{04} = \frac{F_{rA} \cdot L_4}{\frac{\pi \cdot 46,2^3}{32}} \cdot \alpha_{04} \quad (73)$$

$$\sigma_{04} = \frac{2\,400,59 \cdot 328,5}{\frac{\pi \cdot 46,2^3}{32}} \cdot 2,1$$

$$\sigma_{04} = 169,65 \text{ MPa}$$

kde:  $L_4 = 328,5$  [mm] vzdálenost mezi bodem 4 a ložiskem C

$\alpha_{04} = 2,1$  [1] tvarový součinitel v místě 4

#### Bezpečnost v místě 4

$$k_{B4} = \frac{R_e}{\sigma_{04}} \quad (74)$$

$$k_{B4} = \frac{490}{169,65}$$

$$k_{B4} = 2,89$$

### 8.3.5. Vyhodnocení výsledku

Dle výsledku statické kontroly hřídele lze konstatovat, že navržená hřídel vyhovuje kontrole. Nejnižší statická bezpečnost je v místě 3. V tomto místě se nachází drážka pro pero.

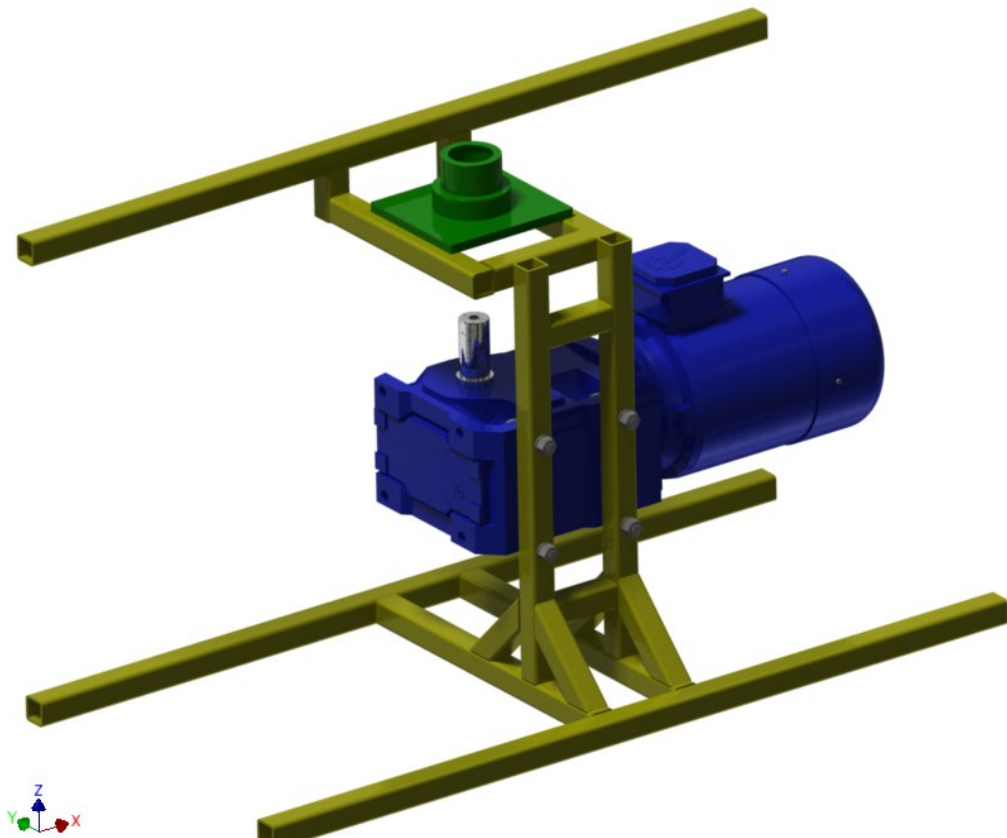
## 8.4. MKP kontrola kritických míst nosné konstrukce

Kontrolu kritických míst nosné konstrukce provádíme pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2013. Tento program umožňuje nejenom modelování ve 3D, ale také provádění pevnostních kontrol metodou konečných prvků, kdy do vypracovaného modelu vložíme požadované zatížení, a program vypracuje výsledky, které dále grafickou vizualizací promítne do modelu.

### Kontrola nosné konstrukce v místě pohonu

Jedná se o kontrolu nosné konstrukce v místě krouhacího zařízení, tudíž zkoumané zatížení je vytvářeno pohonem krouhacího bubnu. Jedná se o kuželočelní

elektropřevodovku typ: SK 9032.1 132S/4. Hmotnost pohonu je  $m_{pKZ} = 102$  [kg] a jmenovitý krouticí moment motoru  $M_{MKZ} = 875$  [N · m]. Konstrukce upevnění je svařenec a je tvořena čtvercovými profily 40x40x4. Do konstrukce je také přenášeno axiální zatížení vyvoláno vlastní tíhou krouhacího bubne a součástí umístěných na hřídeli  $F_{AX} = 208,12$  [N].



Obr. 30 Nosné konstrukce v místě pohonu

### Okrajové podmínky

Nosná konstrukce je tvořena z oceli 17 240 z důvodu požadavkům potravinářského průmyslu a dobré svařitelnosti. Mez kluzu materiálu v tahu  $Re=490$  [MPa].

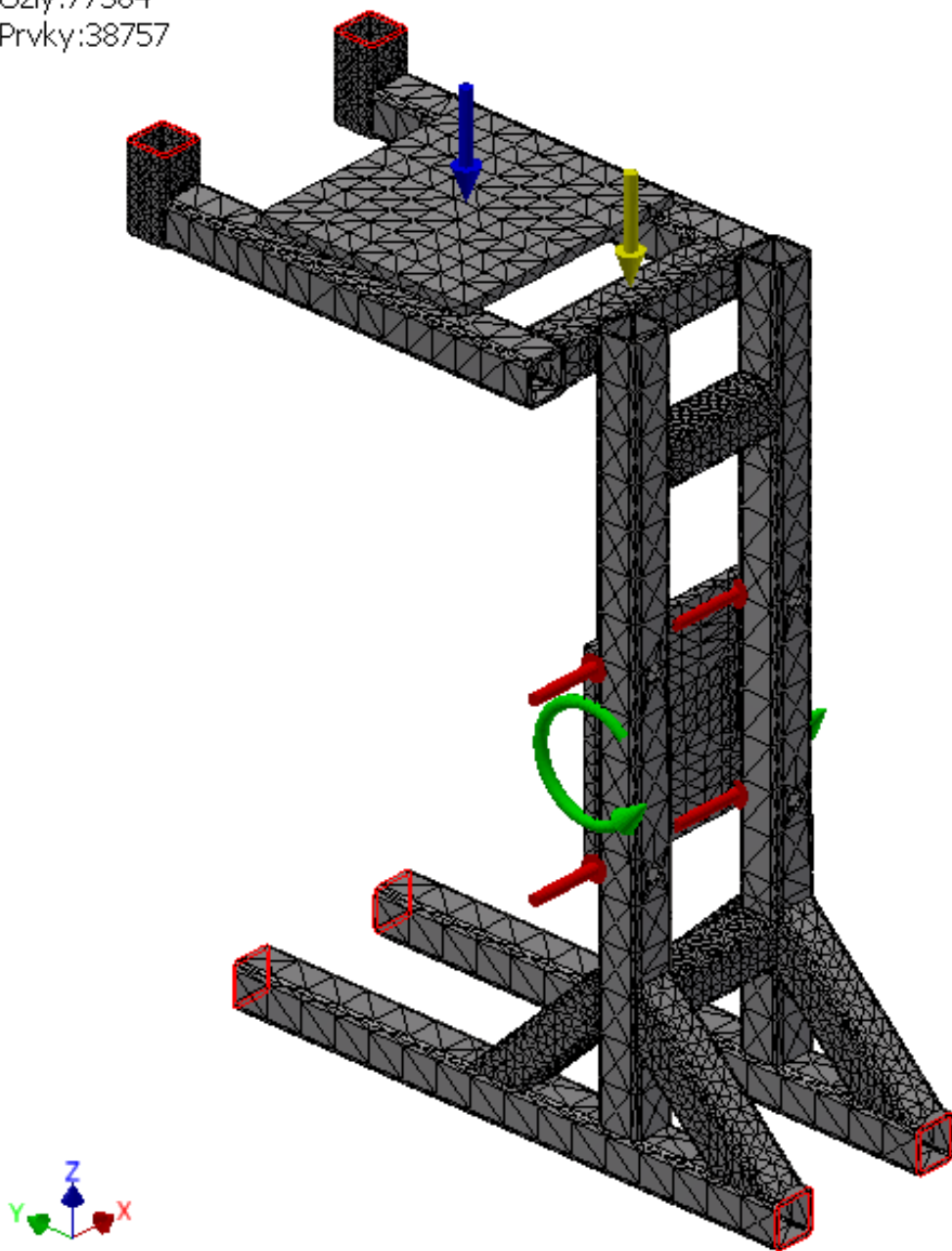
Jako okrajovou podmínku vazby jsem vložil pevnou vazbu do míst, kde pokračuje nosná konstrukce.

Jelikož je konstrukce svařovaná, volím dotyky vázané, pro své vlastnosti nedovolující posunutí ani oddělení.

Při zatížení nahrazuji motor za jednoduché těleso, na které umístím momenty odpovídající vlastní tíze motoru. Motor nám také vyvolá svým provozem krouticí moment ten je nahrazen odpovídajícími silami umístěnými do otvoru pro šrouby. Konstrukce je dále zatížena axiální silou působící přes ložisko do nosné konstrukce. Jako poslední je konstrukce zatížena gravitací ve směru osy z.

Sít' volím klasický tři uzlový trojúhelník o průměrné velikosti prvku 0,100.

Uzly:77384  
Prvky:38757



Obr. 31 Okrajové podmínky nosné konstrukce v místě pohonu

## Výsledky MKP simulace

Typ: Napětí Von Mises

Jednotka: MPa

7.5.2015, 9:30:51

30

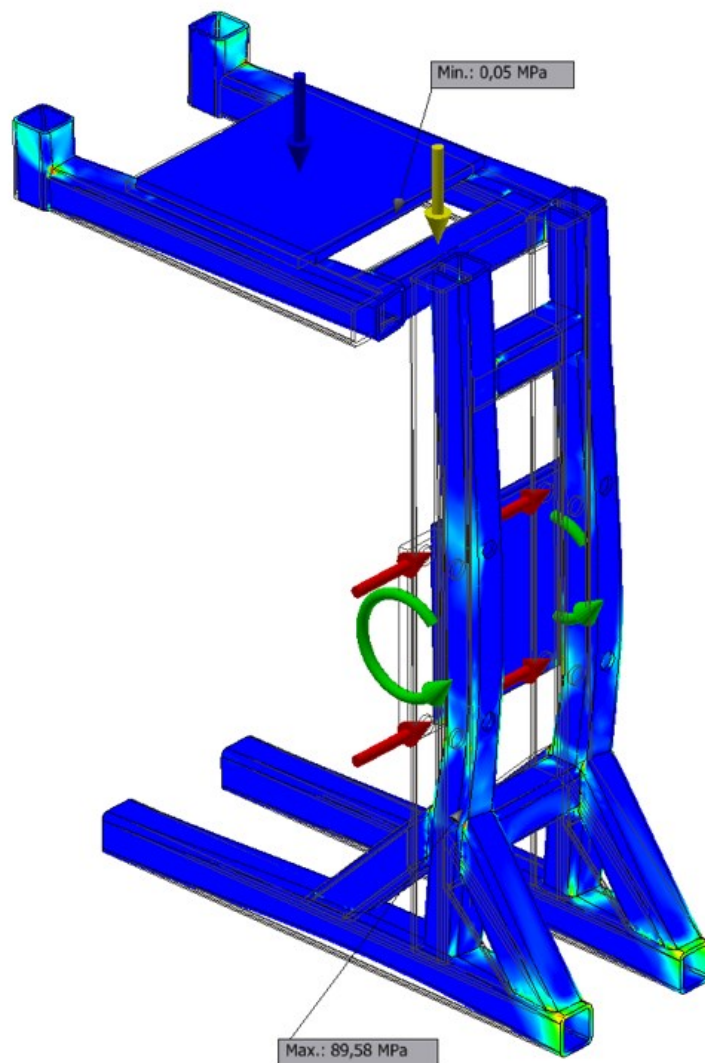
24,01

18,02

12,03

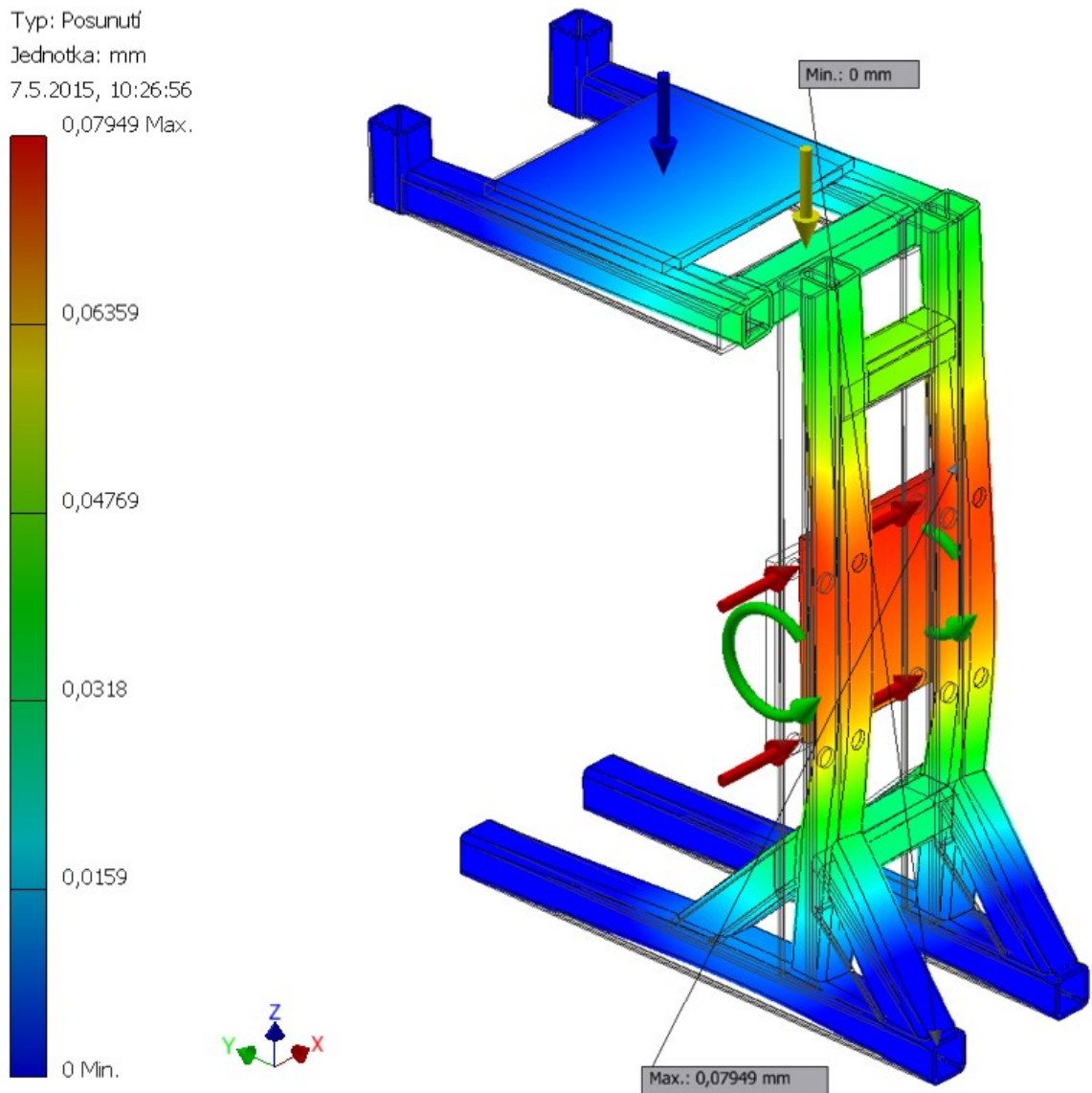
6,04

0,05 Min.



Obr. 32 Napětí Von Mises





Obr. 33 Posunutí

### Vyhodnocení výsledku

Na (obr. 32) vidíme působení napětí Von Mises vyplývající ze zatížení na nosnou konstrukci. Pro lepší znázornění výsledku jsem upravil panel barev tak, abychom viděli i nižší grafické znázornění napětí. Maximální špičkové napětí 89,58 [MPa] vychází v místě spoje výztuže a podpěry. Tato hodnota nepřevyšuje dovolenou mez kluzu materiálu, tudíž nosná konstrukce vyhovuje.

Na (obr. 33) vidíme grafické znázornění místa maximálního posunutí 0,0794 [mm] vůči nezatížené konstrukci.

## 9. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout stroj na výrobu krouhaného křene za spolupráce podniku Strojírenský vývoj a výroba s. r. o.

Pro dokončení práce jsem musel nejprve provést experiment pro zjištění vlastnosti křenu. Následně jsem ze zjištěného odporu křene mohl navrhnout pohon krouhacího zařízení. Dle vypočteného výkonu jsem navolil potřebnou elektropřevodovku od firmy NORD. Jmenovitý výkon je  $P_{1KZ} = 5,5$  [kW] s výstupními otáčky  $n_{KZ} = 60$  [ot/min]. Po určení pohonu jsem navrhl konstrukční řešení krouhacího bubnu. Nyní jsem mohl určit rychlost, jakou bude stroj zpracovávat křen. Díky navrženému počtu zoubku na ploše struhadla a rychlosti otáčení je zařízení schopno zpracovat  $V_{CKZ} = 0,4428$  [t/h] křenu. Součástí zadání, bylo také navrhnout konstrukční řešení nasycení nastrouhaného křene konzervačním práškem a následně zakonzervování jedlým olejem.

Nasycení křene konzervačním práškem jsem navrhl hned po nakrouhání. Křen je v tuto dobu nejvíce vláčný a jednotlivý. Prášek je podáván pomocí šnekového dopravníku, který funguje na principu mikro dávkovače. Prášek je dopravován na rotující kužel umístěný na hřídeli krouhacího ustrojí a díky tomu je z něj vytvořena prášková mlha, kterou propadáva nastrouhaný křen. Tím je zajištěno rovnoměrné pokrytí jednotlivých kousku.

Pro rovnoměrný nástřik jedlým olejem jsem nejprve navrhl pásový dopravník. Ten nám zajistí konstantní posun křene. Nástřik olejem je proveden tryskou, umístěnou nad pásem dopravníku. Díky určenému množství nakrouhaného křene jsem navrhl potřebnou trysku s průtokem oleje  $V_{JO} = 0,1$  [l · min<sup>-1</sup>]. Tlak v trysce je zajištěn regulovatelným čerpadlem. Pro případ zanesení trysky jsem do obvodu umístil pojistný ventil ke snížení tlaku.

**Seznam použité literatury**

- [1] ROBOT COUPE s.n.c.: Krouhač zeleniny. *A.T. FORNAX s.r.o.* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.atfornax.cz/k:4/mechanicke-zpracovan/krouhace-zeleniny/>
- [2] URSCHEL: Food processing. *URSCHEL* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: [http://www.urschel.com/Model\\_GA\\_5c888e6823d941ed61ab58f.html](http://www.urschel.com/Model_GA_5c888e6823d941ed61ab58f.html)
- [3] Allround: Vegetable processing. *Allround* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.allroundvp.nl/search-lines>
- [4] NORD: Poháněcí technika, s. r. o. *NORD* [online]. 2014 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/de/product\\_catalogue/geared\\_motors/geared-motors.jsp](https://www.nord.com/cms/de/product_catalogue/geared_motors/geared-motors.jsp)
- [5] R+W: Couplings. *R+W* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.rw-couplings.com/products.html>
- [6] FESTO: Pneumatické válce. *FESTO* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cms/cs\\_cz/19647.htm](http://www.festo.com/cms/cs_cz/19647.htm)
- [7] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001, 99 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [8] GUMEX: PVC pásy. *GUMEX* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/pvc-pas-f-20-2-49911.html#popis-vyroбку>
- [9] ROLLCONTECH s.r.o.: Bubnové motory. *ROLLCONTECH* [online]. 2010 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.rollcontech.cz/38-bubnove-motory.html>
- [10] HENNLICH: Ploché trysky. *HENNLICH* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: [http://www.hennlich.cz/uploads/CZ\\_632633.pdf](http://www.hennlich.cz/uploads/CZ_632633.pdf)
- [11] HENNLICH: Dávkovací čerpadla. *HENNLICH* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/cerpaci-technika-davkovaci-cerpadla-cerpadla-s-ovladanim-123/typ-c-409.html>
- [12] KOVAZ: hydraulika a pneumatika. *PARKER* [online]. 2014 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.hydraulika-pneumatika.cz/hydraulicky-primo-rizeny-tlakovy-pojistny-ventil-vs025a06vg-107125/>
- [13] HOSTR s.r.o.: Hadice. *HOSTR* [online]. 2014 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.hostr.cz/images/documents/potravinarske-hadice.pdf>

- [14] SKF: Kuličkové ložiska. *SKF* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/index.html>
- [15] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické, 1983, 214 s.
- [16] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., 1999: *Strojnické tabulky*. 3. vydání. Scientia, Praha. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [17] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [18] ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, 1997. 36 s
- [19] ČSN ISO 1050. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Šnekové dopravníky*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [20] ČSN 02 3111. *Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Výpočet převodů a předávaných výkonů*. Praha: Český normalizační institut, 1987.
- [21] ČSN ISO 1816. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot a jednotlivých břemen. Elektrobubny pásových dopravníků. Základní parametry*. Praha: Český normalizační institut, 1993.

**Seznam obrázku**

Obr. 1 Robot coupe CL 40 [1] .....	10
Obr. 2 Robot coupe CL 52 E [1] .....	11
Obr. 3 Robot coupe CL 60 E [1] .....	11
Obr. 4 Urschel model G-A [2] .....	12
Obr. 5 Urschel model CC Slicer [2] .....	12
Obr. 6 Linka na zpracování cibule typ A1 [3].....	13
Obr. 7 AIPL typ 300 Series [3].....	13
Obr. 8 První varianta řešení .....	14
Obr. 9 Druhá varianta řešení.....	15
Obr. 10 Návrh krouhacího zařízení .....	17
Obr. 11 Kuželočelní elektropřevodovka NORD [4].....	23
Obr. 12 Disková spojka řady LP2 [5].....	24
Obr. 13 Geometrie krouhacího bubnu.....	25
Obr. 14 Detail zoubku struhadla .....	26
Obr. 15 Pneumatický píst DSBC [6] .....	27
Obr. 16 Podavače práškových přísad .....	28
Obr. 17 Šneková elektropřevodovka NORD [4] .....	31
Obr. 18 miniaturní bellows spojka MK4 [5] .....	32
Obr. 19 Nástřiku jedlým olejem .....	33
Obr. 20 Dopravní pás GUMEX - PVC pás – F 20/2 [8].....	34
Obr. 21 Bubnový motor LAT [9] .....	39
Obr. 22 Tryska s plochým rozstřikem Lechler [10].....	42
Obr. 23 Membránové dávkovací čerpadlo Hennlich [11] .....	43
Obr. 24 Přímé řízení pojistný ventil Parker [12].....	43
Obr. 25 Hadice na dopravu jedlého oleje [13] .....	44
Obr. 26 Šneková elektropřevodovka NORD [4] .....	45
Obr. 27 Metal bellows spojka ekonomické třídy s upínacím nábojem [5].....	46
Obr. 28 Radiální zatížení v ložiskách .....	48
Obr. 29 Statická kontrola hřídele .....	53
Obr. 30 Nosné konstrukce v místě pohonu .....	56
Obr. 31 Okrajové podmínky nosné konstrukce v místě pohonu .....	57
Obr. 32 Napětí Von Mises .....	58
Obr. 33 Posunutí .....	59

**Seznam tabulek**

Tabulka 1: Vyhodnocení variant řešení.....	16
Tabulka 2: Odporová síla.....	18
Tabulka 3: Objemová hmotnost křene při zkoumaném objemu .....	19
Tabulka 4: Sypná hmotnost křene při zkoumaném objemu.....	20
Tabulka 5: Součinitel sklonu dopravníku .....	29
Tabulka 6: Součinitel měrného odporu.....	30

**Seznam příloh**

Příloha A	Výkres sestavy – ŘEZAČKA NA KŘEN – DP–S00 – list 1
Příloha B	Výkres sestavy – ŘEZAČKA NA KŘEN – DP–S00 – list 2
Příloha C	Výrobní výkres – HŘÍDEL KROUHACÍ ZAŘÍZENÍ – DP–S00–W01
Příloha D	CD obsahující Diplomovou práci