

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Manipulační dopravník pro mikrofiltry

Handling Conveyor for Microfilters

Student:

Bc. Lukáš Tichý

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Tichý**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma: Manipulační dopravník pro mikrofiltry
Handling Conveyor for Microfilters
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte manipulační dopravník pro mikrofiltry dané specifikace.

Parametry zadání:

Délka manipulačního prostoru maximálně $L = 2$ m;
Vnější průměr kruhového filtru $d = 8$ mm;
Výška filtru $h = 3$ mm;
Maximální dopravní takt $m = 4$ ks/s;
K zásobě filtrů použijte vibrační kruhový podavač.

Požadované výstupy:

- 1) Zpracujte rešerši na principy manipulace s mikrofiltry.
- 2) Vypracujte varianty řešení a zvolte optimální variantu.
- 3) Zajistěte přísun filtrů ve správném množství s možností změny taktu dávkování filtrů.
- 4) Na zvoleném manipulačním dopravníku zajistěte prostor pro dvojí optickou kontrolu s konečným trojím tříděním filtrů (vadné, opravitelné a optimální).
- 5) Vytvořte sestavný výkres zvolené varianty.

Seznam doporučené odborné literatury:

Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0963-X.
Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5.
ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.

Diplomová práce - Bc. Lukáš Tichý

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

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



prof. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



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

Místopřisežné 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 dne 18.5.2020

podpis studenta



A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Tichý', is written over a horizontal line.

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou 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 diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační 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 dne: 18.5.2020

Podpis



Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Tichý

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vaňkova 50/1012
700 30, Ostrava

Poděkování

Poděkovat bych chtěl své rodině za podporu, a to nejen při studiu. Dále bych chtěl poděkovat svým kamarádům, kolegům a panu Ing. Aleši Zahradníkovi za cenné rady a nápady, které mi pomohly při vypracování této práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu doc. Ing. Robertu Brázdovi, Ph.D., a to za jeho užitečné rady a připomínky.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TICHÝ, L. *Manipulační dopravník pro mikrofiltry: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2020, 68 stran, Vedoucí práce: doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem manipulačního zařízení pro přepravu mikrofiltrů. Úvodní část je věnována rešerši dopravních a manipulačních zařízení vhodných pro přepravu velmi malých kusovitých dílů. Následně je navrhované zařízení rozděleno na tři úseky, a pro každý úsek je zvoleno vhodné řešení. Zvolené řešení je následně pro každý úsek rozpracováno tak, aby bylo dosaženo požadovaných parametrů a vlastností. Detailní návrh a výpočty jsou provedeny pro manipulační dopravník a jeho části, dále je pak proveden návrh a výpočet pneumatického zařízení pro separaci mikrofiltrů. Výsledné navržené zařízení pro přepravu mikrofiltrů je dokumentováno ve výkresové části této diplomové práce.

Klíčová slova: manipulační dopravník, vibrační dopravník, pásový dopravník, pneumatické dopravní zařízení, mikrofiltry, optická kontrola

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

TICHÝ, L. *Handling conveyor for microfilters: Diploma thesis*. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2020 68 pages, Supervisor: doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.

The diploma thesis deals with the design of handling equipment for the transport of microfilters. The introductory part is devoted to research of transport and handling equipment suitable for the transport of very small pieces. Subsequently, the proposed device is divided into three parts, and a suitable solution is chosen for each section. The selected solution is then developed for each section to achieve the required parameters and properties. Detailed design and calculations are performed for the belt conveyor and its parts, then the design and calculation of a pneumatic device for the separation of microfilters is performed. The resulting designed device for the transport of microfilters is documented in the drawing part of this diploma thesis.

Keywords: handling conveyor, vibrating conveyor, belt conveyor, microfilters, optical check, pneumatic conveyor

Obsah

Obsah	9
Seznam použitých značek a symbolů	12
0 Úvod	16
1 Rešerše	18
1.1 Pásové dopravníky malých rozměrů	18
1.2 Článkové dopravníky malých rozměrů	19
1.3 Vibrační dopravníky lineární	21
1.4 Gravitační doprava za pomoci skluzů a žlabů	21
2 Varianty řešení	23
2.1 První úsek	23
2.2 Druhý úsek	23
2.3 Třetí úsek	24
2.4 Výběr nejvhodnější kombinace	25
3 Specifikace filtru	26
4 Volba vibračních podavačů	28
4.1 Vibrační podavač kruhový	28
4.2 Vibrační podavač lineární (pro první úsek)	29
5 Návrh pásového dopravníku	31
5.1 Zařízení pro taktování filtrů na pás	31
5.2 Stanovení rychlosti pásu	33
5.2.1 Minimální rychlost pásu	33
5.2.2 Stanovení dopravního cyklu pro jeden filtr	34
5.3 Stanovení hmotnosti dopravovaného množství	34
5.3.1 Maximální počet filtrů na páse	34
5.3.2 Maximální hmotnost filtrů na páse	35
5.4 Dopravní pás	35

5.4.1 Hmotnost pásu	36
5.5 Kluzná deska	36
5.6 Napínání dopravního pásu	36
5.7 Návrh dopravníku dle normy ČSN ISO 5048	38
5.7.1 Obvodová síla na poháněcím bubnu	38
5.7.2 Hlavní odpory dopravníku	38
5.7.3 Hlavní odpory na horní větví dopravníku.....	38
5.7.4 Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr dopravního pásu	39
5.7.5 Hlavní odpory na dolní větví dopravníku	39
5.7.6 Vedlejší odpory dopravníku.....	40
5.7.7 Odpory setrvačných sil v místě nakládání a urychlování materiálu	41
5.7.8 Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiscích bubnu	43
5.7.9. Potřebný provozní výkon pásového dopravníku	43
5.8 Výpočet pásového dopravníku dle graficko-početní metody.....	44
5.8.1. Výpočet tahů v páse	44
5.8.2 Poháněcí síla	45
5.8.3 Příkon pohonu.....	45
5.8.4 Obvodová síla na poháněcím bubnu	46
5.8.5 Výsledný tah v páse dle graficko-početní metody.....	46
5.8.2 Pevnostní diagram	47
5.9 Poháněný a vratný buben	47
5.10 Pohon pásového dopravníku.....	48
5.10.1 Minimální potřebné otáčky motoru	49
5.10.2 Skutečný výkon motoru.....	50
5.10.3 Skutečná rychlost dopravního pásu	50
5.10.4 Skutečná velikost technologické mezery (při maximálním výkonu)	50
5.10.5 Skutečná doba dopravního cyklu pro jeden filtr	50

5.11	Pevnostní kontrola pásového dopravníku	51
5.11.1	Tahy v dopravním páse.....	51
5.11.2	Maximální tah v páse	51
5.11.3	Napínací síla	51
5.11.4	Skutečné tahy v dopravním pásu.....	51
5.11.5	Kontrola dopravního pásu	52
5.12	Prostor pro instalaci optického měřícího zařízení	52
5.13	Nosná konstrukce pásového dopravníku	53
5.13.1	Pevnostní kontrola konstrukce z hliníkových profilů.....	54
6	Pneumatické shazovače.....	56
6.1	Návrh pneumatického shazovače	56
6.1.1	Síla potřebná pro sfouknutí filtru z pásu.....	56
6.1.2	Tlak potřebný pro sfouknutí filtru z pásu	57
7	Gravitační doprava po skluzu	58
8	Vizualizace navrženého zařízení	60
9	Závěr.....	62
10	Seznam použité literatury	65
11	Seznam příloh.....	68

Seznam použitých značek a symbolů

Označení veličiny	Název veličiny	Jednotka
B_{KH}	Šířka kluzné desky horní větve dopravníku	[m]
B_P	Šířka dopravního pásu	[m]
d_b	Průměr poháněcího a vratného bubnu	[m]
d_f	Průměr mikrofiltru	[m]
F	Poháněcí síla pásového dopravníku	[N]
F_0	Obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
F_1	Síla potřebná pro sfouknutí filtru z pásu	[N]
F_2	Síla potřebná pro posunutí filtru o šířku pásu	[N]
F_B	Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiscích bubnu	[N]
F_{BV}	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	[N]
F_C	Odpor čističe dopravního pásu	[N]
F_{dov}	Dovolené maximální síly v páse	[N]
F_H	Hlavní odpory pásového dopravníku	[N]
F_{H1}	Hlavní odpory horní větve pásového dopravníku	[N]
F_{H2}	Hlavní odpory dolní větve pásového dopravníku	[N]
F_{max}	Maximální síla v páse	[N]
F_N	Normálová síla	[N]
F_{N_Skut}	Skutečná normálová síla	[N]
F_{N1}	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a urychlování materiálu	[N]

F_{N2}	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování materiálu	[N]
F_o	Obvodová síla v dopravním páse	[N]
F_{o_skut}	Skutečná obvodová síla	[N]
f_{pf}	Součinitel tření mezi dopravním pásem a plastem	[-]
F_s	Odpor shrnovače materiálu	[N]
F_{sv}	Odpor shazovacího vozu	[N]
F_v	Vedlejší a přídavné odpory pásového dopravníku	[N]
F_z	Napínací síla u pásového dopravníku	[N]
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
k_b	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_{B_P}	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_s	Koeficient bezpečnosti	[-]
L_2	Délka pásového dopravníku	[m]
$L_{2.1}$	Délka úseku, kde dochází k čekání filtrů v taktovacím zařízení	[m]
$L_{2.2}$	Délka pásového dopravníku zkrácená o taktovací zařízení	[m]
l_f	Skutečná velikost technologické mezery (při maximálním výkonu)	[m]
l_{f_min}	Minimální technologická mezera	[m]
M_1	Kroutící moment zvoleného motoru	[N·m]
m_f	Hmotnost jednoho filtru	[kg]
m_{f_1m}	Hmotnost dopravovaného materiálu přepočtena na jeden metr dopravního pásu	$[kg \cdot m^{-1}]$

m_{f_max}	Maximální hmotnost filtrů na páse	[kg]
m_{f_1mT}	Maximální hmotnost filtrů v taktovacím zařízení přepočtena na jeden metr	[kg·m ⁻¹]
m_p	Hmotnost jednoho metru dopravního pásu	[kg·m ⁻¹]
m_{R1}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metru horní větvi pásového dopravníku	[kg·m ⁻¹]
m_{R2}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metru dolní větve pásového dopravníku	[kg·m ⁻¹]
n	Otáčky zvoleného motoru	[s ⁻¹]
n_B	Počet nepoháněných bubnů	[ks]
n_{f_max}	Maximální počet filtrů na páse	[ks]
n_{f_T}	Maximální počet filtrů na dopravním pásu v taktovacím zařízení	[ks]
n_{min}	Minimální potřebné otáčky pohonu	[s ⁻¹]
P	Skutečný výkon motoru	[W]
p_1	Tlak potřebný ke sfouknutí filtru z pásu	[Pa]
P_A	Potřebný provozní výkon pásového dopravníku	[W]
P_{GPM}	Příkon pohonu	[W]
Q_m	Hmotnostní dopravní výkon	[kg·m ⁻¹]
Q_s	Maximální dopravní kusový výkon	[ks·s ⁻¹]
r_t	Průměr trysky pneumatického shazovače	[m]
T	Třecí síla, působící mezi filtrem a dopravním pásem	[N]
T_0	Tah v bodě 0	[N]
T_1	Tah v bodě 1	[N]
T_2	Tah v bodě 2	[N]

T_3	Tah v bodě 3	[N]
T_4	Tah v bodě 4	[N]
t_c	Skutečná doba, za kterou se filtr dostane od taktovacího zařízení na konec dopravního pásu.	[s]
t_{c_max}	Doba, za kterou se filtr dostane od taktovacího zařízení na konec dopravního pásu.	[s]
T_{max}	Maximální tah v dopravním páse	[N]
t_s	Trvání jednoho cyklu sfouknutí	[s]
v_{0a}	Složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu dopravníku (při přechodu filtru z vibračního dopravníku přímého na pásový dopravník)	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{0b}	Složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu dopravníku (u filtrů v taktovacím zařízení)	$[m \cdot s^{-1}]$
v_p	Rychlost dopravního pásu	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{p_min}	Minimální rychlost dopravního pásu	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{p_skut}	Skutečná rychlost dopravního pásu	$[m \cdot s^{-1}]$
α	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	[rad]
α_G	Úhel opásání	[rad]
μ	Součinitel tření mezi ocelí a dopravním pásem	[-]
η_m	Účinnost elektromotoru	[-]

0 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem manipulačního dopravníku pro přepravu mikrofiltrů (dále též jako filtry). Navrhované dopravní zařízení bude součástí kontrolního stanoviště, jež slouží pro kontrolu vybraných rozměrů mikrofiltrů. Měření probíhá pomocí optického měřicího systému složeného ze dvou kamer umístěných za sebou. Je tedy nutné připravit dopravní zařízení na instalaci tohoto měřicího zařízení, a zároveň vymyslet způsob, jakým bude možno na základě dat z kamer roztřídit filtry do tří oddělených zásobníků podle jejich specifikace (optimální, opravitelné a vadné).

Dopravní zařízení je navrhováno na základě požadavků zadávající společnosti Weppler & Trefil s.r.o. Jedná se o jednu ze tří společností ze skupiny Weppler Group s.r.o., která se v Ostravě – Mariánských Horách zabývá inovací, výrobou a kontrolou kvality mikrofiltrační techniky využívané v automobilovém průmyslu. Společnost Weppler & Trefil s.r.o. se specializuje na kontrolu kvality mikrofiltračních komponentů pro automobilový průmysl. Další oblastí působnosti této společnosti je prodej měřicích přístrojů Mitutoyo a prodej materiálů vhodných pro tisk.

Cílem této práce bude, na základě požadavků ze společnosti Weppler & Trefil s.r.o., vytvořit dopravní zařízení nebo soustavu dopravních zařízení, jež bude schopno provádět následující úkony s následujícími předpoklady: Prvním předpokladem je použití vibračního kruhového podavače, který nesmí pracovat kontinuálně. Ten však bude dodán externě a jeho návrh tak není součástí řešení. Nejdůležitější částí je ale navrhnout manipulační dopravník, jehož úkolem bude přepravovat mikrofiltry s proměnným maximálním taktem a při přepravě umožnit optickým kamerám změřit požadované rozměry. Na závěr je potřeba vytvořit další dopravní nebo manipulační zařízení, jež na základě dat z měřicího zařízení bude schopno oddělit filtry do tří samostatných nádob (optimální, opravitelné a vadné). Jelikož se jedná o přepravu velmi malých a lehkých dílů, je žádoucí dosáhnout co nejmenších rozměrů zařízení.

První část diplomové práce se bude zabývat rešeršním výzkumem v oblasti dopravní a manipulační techniky vhodné pro přepravu malých dílů. Tato dopravní zařízení budou muset být dostatečně trvanlivá a zároveň by měla mít dostatečně malé rozměry. V další části bude navrhované zařízení rozděleno do tří základních částí, a to v návaznosti na požadovanou funkci úseku. Pro každý úsek bude navrženo několik variant řešení

konkrétního úseku a na závěr budou vybrána nejvhodnější dopravní zařízení pro každý úsek, která budou dále řešena.

Čtvrtá část se již bude zabývat návrhem manipulačního dopravníku, včetně výpočtů tahů v pásu, návrhu pohonu, pásu i poháněcích a vratných bubnů atd. Na základě velmi malých rozměrů a kusového dopravování filtrů lze předpokládat, že na dopravník budou působit velmi malé síly a odpory. Na závěr bude vytvořen sestavný výkres navržené varianty.

1 Rešerše

Dopravníky malých velikostí, jejichž délka se pohybuje v řádu jednotek metrů a šířka v jednotkách centimetrů, jsou specifickou oblastí dopravních systémů. Specifickou oblastí jsou z důvodu, že i když jsou tyto dopravníky znatelně menší než běžné průmyslové dopravníky a pracují s nižší zátěží, je stále nutné brát zřetel na stejné technické nutnosti jako u dopravníků běžných rozměrů, a to například napínání pásu, přesnosti výroby, trvanlivosti atd., avšak je nutné dosáhnout těchto vlastností i při mnohonásobném zmenšení rozměrů.

Největšího rozvoje se miniaturním dopravním zařízením dostalo na konci 20. století, a to především díky rozmachu IT techniky, frekvenčních měničů a zlevnění výroby malých součástí dopravníků. V dřívějších dobách se pro transport velmi malých součástí používaly i násobně větší dopravníky, než bylo potřeba, jelikož v tehdejších dobách nebyli schopni vyrobit malé a dostatečně odolné součásti pro stavbu dopravníků, jakými jsou například ložiska malých rozměrů, za přijatelnou cenu a v přijatelné kvalitě. S postupem rozvoje techniky, rostoucím tlakem na redukci pracovního prostoru a požadavkem větší efektivity se rozměry dopravníků za posledních zhruba 20 let zmenšily téměř na minimum.[1],[2]

1.1 Pásové dopravníky malých rozměrů

Malé pásové dopravníky jsou významnou součástí dopravního systému každé firmy zabývající se výrobou různých výrobků a součástí malých rozměrů v celém spektru průmyslových oblastí. Dopravníky nemusí sloužit pouze pro dopravu, respektive přepravu, ale zároveň mohou být při dopravě prováděny různé procesy – například kontrola kvality, montáž, zahřívání, lepení atd.

Malé pásové dopravníky se vyznačují bubny o velikosti 25 mm až 80 mm, šířkou pásu od zhruba 10 mm do 200 mm a rychlostí od 0,2 m/min do 18 m/min. Dalším specifickým malých pásových dopravníků je dopravní pás tažený malou silou. V případě, že by byl použit běžný dopravní pás, tažený velkou silou a s ocelovými výztužemi, bylo by nutné použít mnohem větší a odolnější ložiska i vratné a poháněcí bubny o větším průměru, což by mělo za následek větší rozměry celého dopravníku. Pro pohon těchto dopravníků se využívají asynchronní motory (většinou 1 x 230 V, 48 V nebo 24 V) se šnekovou převodovkou umístěné na rámu nebo je možno použít elektromotor umístěný přímo v bubnu, který bývá nejčastěji stejnosměrný 24 V nebo 48 V. Buben se zabudovaným pohonem je výhodný

především pro instalace s požadavkem, na co nejmenší zastavěný prostor, nevýhodou tohoto řešení je však vyšší cena a náročnější servis, jelikož pro demontáž je třeba odstrojit i dopravní pás. [2],[3],[4]

Podepření pásu neprobíhá většinou pomocí válečků, nýbrž pás je veden po kluzné desce. Ta způsobuje větší tření, které je však při aplikaci na malých dopravnících téměř zanedbatelné. Tato konstrukce je výrazně levnější a konstrukčně jednodušší než konstrukce s válečky. Nosná konstrukce dopravníků bývá velmi často z hliníkových profilů nebo duralu především z důvodu možné manipulace s dopravníkem a možnosti jednoduše konstrukci upravit nebo rozebrat.

Dopravní pás je tvořen jednou nosnou vrstvou, nosná vrstva takovýchto dopravních pásů se vyrábí z bavlny, kevlaru, a dalších podobných vláken. Ocelová konstrukce pásu je nevhodná z důvodu vysoké pevnosti a nemožnosti pás ohnout na bubnech malých rozměrů. Svrchní část se vyrábí z PVC, PU nebo textilu v různých barvách a včetně různých specifických vlastností (potravinářský atest, ESD prostředí, provedení s bočnicemi). [2],[3],[4]



Obr. 1.1.1 - Malý pásový dopravník [5]

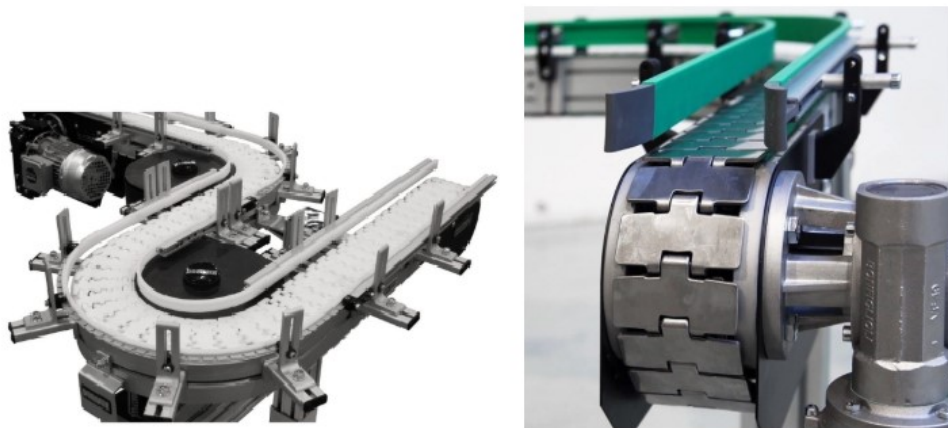
1.2 Článekové dopravníky malých rozměrů

“Článekový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je článekové dopravní pásmo a tažným prvkem jeden až dva nekonečné řetězy. Řetěz(y) spolu s články vytváří plastický pás dopravníku, který je velmi ohebný.” [4]

Malé článkové dopravníky, nazývané také destičkové článkové dopravníky, jsou dopravníky vybavené jedním řetězem umístěným ve středu dopravní trasy a jsou vhodné pro aplikace, kde je nutné přepravovat jednotlivé výrobky malých rozměrů po složitých dopravních trasách s minimálním zastavěným prostorem. Dopravní trasa může být vedena obloukem nebo zalomena, jak ve vertikálním, tak i v horizontálním směru. Další výhodou je, že při poruše článku je možné vyměnit pouze jeden článek a není tak nutné nákladně měnit celý dopravní pás.

Dopravní pás bývá vyroben z plastu (POM, PC) případně z oceli (nerezové oceli), řetěz bývá kladičkový jednořadý, s plastovými nebo ocelovými kladičkami. Řetězová kola dopravníku se vyrábí z plastu, eventuálně z oceli. Počet zubů řetězového kola se pohybuje v rozmezí 10 zubů – 14 zubů, průměr řetězového kola v rozmezí 30 mm – 120 mm. Šířka dopravníků se běžně pohybuje mezi 32 mm – 200 mm, rozteč článků bývá v rozmezí 0,5 palce – 3,5 palce. [5],[6],[7]

Pohonným prvkem je obvykle třífázový asynchronní motor, u něhož je možné měnit otáčky za pomoci frekvenčního měniče. Výkon pohonu se v závislosti na délce pohybuje zhruba od 500 W do 2 kW. Pro konstrukci malých článkových dopravníků jsou zvláště výhodné hliníkové profily, a to pro jejich nízkou hmotnost a modularitu. Stejně jako dopravníky pásové je možné i destičkové dopravníky malých rozměrů přizpůsobit dle požadavků zákazníka. Je možné dopravník vybavit například plastovým kluzným vedením se zvýšenými okraji pro vedení materiálu, potravinářským atestem atd. [6],[7],[8]



Obr.1.2.1 Článkový dopravník destičkový – s plastovými články (vlevo), s kovovými články (vpravo) [5],[7]

1.3 Vibrační dopravníky lineární

Vibrační dopravníky lineární, označované také jako vibrační dopravníky přímé, jsou typem dopravníku, kdy k dopravě materiálu dochází za pomoci setrvačných sil, působících na dopravovaný materiál. Buzení v dnešní době probíhá za pomoci elektrického budiče. Proces dopravy může být doplněn i o další aditivní procesy, jakými jsou například třídění a ochlazování. [7],[9]

Materiál je veden ve žlabu, liště, trubce případně jiném podobném profilu. Hlavní výhodou těchto dopravníků je jednoduchost a nízká cena, hlavní nevýhodou je pak relativní hlučnost a vibrace. Velikost dopravního žlabu se volí dle požadavků zákazníka a pohybuje se v rozměrech několika málo centimetrů až po desítky centimetrů, obvyklá maximální délka je 750 mm. [9],[10],[11]



Obr.1.3.1 – Vibrační dopravník přímý [11]

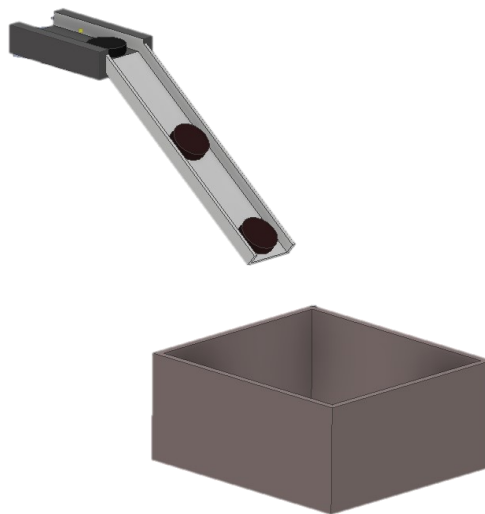
1.4 Gravitační doprava za pomoci skluzů a žlabů

Gravitační doprava za pomoci skluzů je nejjednodušší systém dopravy, kdy pohyb dopravované součásti po skluzu nebo žlabu je vyvozen sinusovou složkou tíhy materiálu. Předpokladem pro fungování tohoto druhu přepravy je doprava z vyšší úrovně na nižší po žlabu skloněném pod určitým úhlem. Úhel sklonu žlabu je volen podle požadavků na

dopravní rychlost a na základě vnějšího tření mezi skluzem (žlabem) a dopravovaným materiálem. [7]

Tento typ dopravníků je zvláště vhodný pro přepravu kusových i sypkých nelepivých materiálů, jež nemají velký úhel vnějšího tření. Rychlost dopravovaných částic lze regulovat změnou úhlu sklonu skluzu. Hlavní výhodou je doprava nezávislá na vnějším zdroji energie a neobsahující žádné pohyblivé části. Nevýhodou je, že lze dopravit materiál pouze jedním směrem (dolů) a skluz zabírá relativně hodně prostoru ve vertikálním směru.

Skluzy a žlaby jsou dostupné téměř v jakýchkoliv rozměrech a tvarech, uzavřené i otevřené, z různých materiálů, od plastu až po ocel. Jelikož materiál může na skluzu dosáhnout relativně vysoké rychlosti, je potřeba materiál zbrzdit. Jednou z možností je upevnit na konec skluzu materiál s vyšším třením, další variantou je vytvořit skluz zalomený, kde je skluz (žlab) rozdělen (minimálně) na dvě části, kdy je každá část skloněna pod jiným úhlem.



Obr. 1.4.1 – Vizualizace dopravy materiálu na přímém skluzu

2 Varianty řešení

Tato část diplomové práce se zabývá variantním řešením daného dopravníku. Pro zjednodušení bude navrhovaná dopravní trasa rozdělena na tři úseky umístěné v řadě za sebou. Rozdělení právě na tři úseky je zvoleno dle zadání a specifických operací během celého procesu manipulace s filtry (přesná specifikace filtru viz kapitola 3). Následně bude pro každý úsek navrženo několik vhodných variant a na závěr bude vybrána finální kombinace, ze které bude navržen zadaný manipulační dopravník.

2.1 První úsek

První úsek začíná na výstupu z kruhového vibračního podavače a měl by být dlouhý 60 cm. Hlavním úkolem prvního úseku je seřadit za sebou zorientované filtry z kruhového vibračního podavače před vlastní kontrolou tak, aby bylo na prvním úseku vždy dostatek zorientovaných filtrů pro kontrolu bez nutnosti kontinuálního běhu vibračního kruhového podavače.

Ideální volbou pro tento úsek je vibrační dopravník přímý. Tento dopravník je nejčastější volbou, při potřebě dopravovat zorientovaný kusový materiál z vibračního dopravníku kruhového. Jeho výhodou je relativně nenáročná konstrukce, možnost zásoby kusového materiálu v dopravníku a jednoduchá údržba. Hlavní nevýhodou mohou být vibrace, které se přenáší do základů stroje, avšak v případě použití kruhového vibračního podavače je tato nevýhoda bezpředmětná. Další variantou, ale již ne tak vhodnou, pro tento úsek se jeví pásový dopravník. Jeho konstrukce je již relativně složitá a mohl by nastat problém se zásobou zorientovaných kusů. Filtry by se kupily na jednom místě a pás by najednou podjížděl až pod 72 ks filtrů, což by způsobilo velké opotřebení dopravního pásu.

2.2 Druhý úsek

Druhý úsek navazuje na úsek první a hlavním úkolem tohoto úseku je optická kontrola filtrů. Tento úsek je dlouhý zhruba 1 metr a je nutné zajistit optimální prostor pro kamery sloužící pro optickou kontrolu. Proto je nutné zajistit, aby filtry byly vůči dopravnímu pásu v klidu a zároveň, aby množství měřených filtrů nepřekročilo 4 ks za vteřinu. Na konci druhého úseku je každý filtr zkontrolovaný a označený jako optimální, opravitelný nebo vadný.

Vhodnou variantou je například použití článkového dopravníku, a to z důvodu možnosti jednoduše měnit rychlost a z důvodu, že zde nedochází k pohybu materiálu na páse. Naopak hlavní nevýhodou je pak relativně složitá konstrukce s množstvím pohyblivých částí. Další variantou pro druhý úsek je skluz, umístěný na pneumatickém pístu, a to z důvodu, aby bylo možné měnit úhel sklonu skluzu a zároveň rychlost skluzu filtru, nevýhodou této varianty je nutnost výškového rozdílu mezi počáteční a koncovou stanicí, a tím vysoká náročnost na prostor ve vertikálním směru. Třetí a poslední variantou je pásový dopravník. Pro tento úsek je vhodným řešením především z důvodu jednoduché konstrukce i možnosti změny rychlosti. Stejně jako u článkového dopravníku jsou filtry nesené na pásu, a tudíž se v neinerciální soustavě nepohybují. Je také zvláště vhodným řešením, jelikož nemá žádnou markantní nevýhodu.

2.3 Třetí úsek

Třetí a poslední úsek slouží pro separaci zkontrolovaných filtrů do tří různých míst. Každý zkontrolovaný filtr je nutné dopravit do konkrétního správného boxu v návaznosti na zjištěnou specifikaci (optimální, opravitelné, vadné). Tento úsek může být umístěn samostatně (těsně za druhým úsekem), případně může být třídění filtrů řešeno zároveň v úseku druhém i třetím.

Pro třetí úsek jsou ideálními variantami hned tři možnosti. První varianta se skládá ze tří skluzů, které mají totožný počáteční bod, avšak koncový bod skluzu je v jedné ze tří boxů dle specifikace filtru. Počáteční bod skluzu je umístěn těsně za druhým úsekem a filtry zde přepadávají přes koncový buben. Rozdělení probíhá pneumaticky nebo elektricky ovládanou výhybkou na společném bodu všech tří skluzů, která filtr nasměruje na skluz do správného boxu v návaznosti na specifikaci.

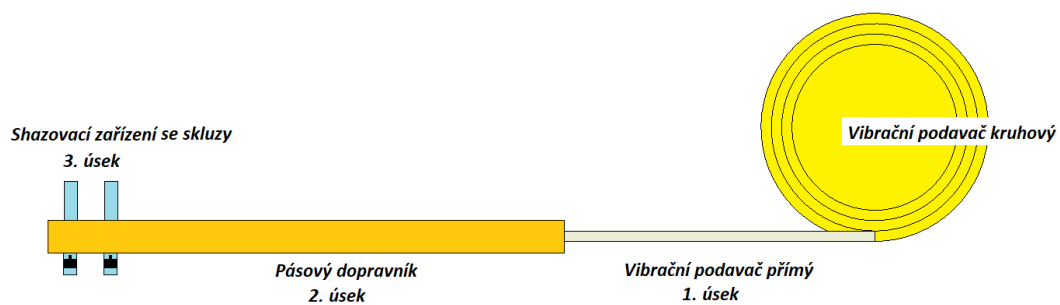
Další dvě varianty počítají s umístěním zařízení na separaci filtrů již na druhém úseku, kdy dvě specifikace filtrů jsou z pásu sejmuty ještě před koncem pásu, a třetí nejpočetnější specifikace padá přes koncový buben přímo do boxu, nebo na skluz. Jedna varianta pracuje na principu dvou miniaturních pneumatických děl, které sepnou vždy, když kontrolní přístroje objeví příslušnou specifikaci a odfouknou ji z pásu do boxu se správnou specifikací. Druhá varianta pracuje na totožném principu, jen pro odstranění filtrů z pásu používá mechanické vyhazovače. Mechanické vyhazovače jsou výhodné především pro aplikace, kde je nedostatek stlačeného vzduchu, v opačném případě je výhodnější použít

pneumatická děla, jelikož neobsahují téměř žádné pohyblivé části, jsou konstrukčně jednodušší a levnější.

2.4 Výběr nejvhodnější kombinace

Na základě požadavků firmy a vlastností daných zařízení jsem zvolil následující kombinaci dopravních zařízení umístěné v následujícím pořadí: vibrační podavač kruhový, vibrační podavač přímý, pásový dopravník, skluzu.

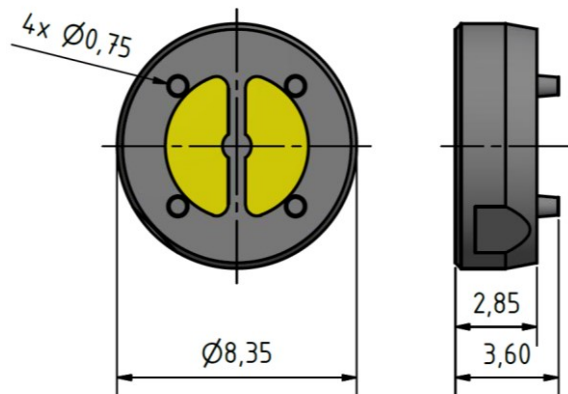
Proces dopravy započne ve vibračním podavači kruhovém. Zde se filtry zorientují správným směrem a již ve správné orientaci putují filtry v návazném přímém vibračním dopravníku. Z vibračního dopravníku přejdou filtry na dopravník pásový, na kterém bude probíhat optická kontrola. Z pásového dopravníku jsou filtry sejmuty za pomoci stlačeného vzduchu a dále pokračují po skluzech, případně dojedou na konec dopravního pásu a přepadají přes koncový buben. K výběru, zda bude filtr z pásu sejmut nebo zda bude pokračovat na konec pásu, dojde na základě podnětů automatické optické kontroly.



Obr. 2.1 - Nákres zvolené kombinace (pohled shora)

3 Specifikace filtru

Pro návrh a výpočet zařízení je nutné znát základní specifikace filtru. Rozměry filtru jsou specifikovány v příloženém výkrese, avšak vyzdvihl bych několik hlavních rozměrů, jež jsou pro nás nejpodstatnější. Konkrétně se jedná o vnější průměr a výšku filtru a dále pak o průměr a výšku výstupků na filtru.



Obr. 3.1 - Rozměrový náčrtek filtru

Filtr je vyroben z plastu Ultramid A3HG5 (hustota materiálu $1320 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [13]), objem tělesa (mikrofiltru) je dle programu Inventor $58,26 \text{ mm}^3$. Z těchto údajů je možné určit hmotnost jednoho filtru, která činí $m_f = 7,7 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$ (77 miligramů).

Vypočtena hmotnost mikrofiltru byla ověřena i vážením za pomoci váhy. Jelikož hmotnost filtru dosahuje velmi malých hodnot, byla pro měření hmotnosti jednoho filtru využita laboratorní váha od společnosti BEL Engineering ULTRA MARK 120. Maximální nosnost váhy je 120 gramů a pracuje s přesností na 0,0001 gramu. Naměřená hodnota je 0,0739 gramu, což odpovídá hodnotě vypočtené a odchylka je menší než 5 %. Odchylka mohla vzniknout již při výrobě, popř. mohlo dojít k mírnému poškození filtru.



Obr. 3.2 – Měření hmotnosti jednoho filtru za pomoci laboratorní váhy BEL ULTRA MARK 120.

Jelikož rozměry filtru jsou dosti malé, nechal jsem si na základě poskytnutého 3D modelu vytisknout čtyřnásobně zvětšený model filtru na 3D tiskárně Ultimaker S5. Na modelech jsem se zaměřil na detaily tvaru, které nejsou na originálním filtru příliš znatelné. Vzorky jsou vyrobené ze dvou druhů plastů, a to především z důvodu kontrastní barvy materiálu. Na obrázku je možné porovnat velikost skutečného filtru a vytištěných modelů.



Obr. 3.3 – Srovnání modelů z 3D tiskárny a skutečného filtru

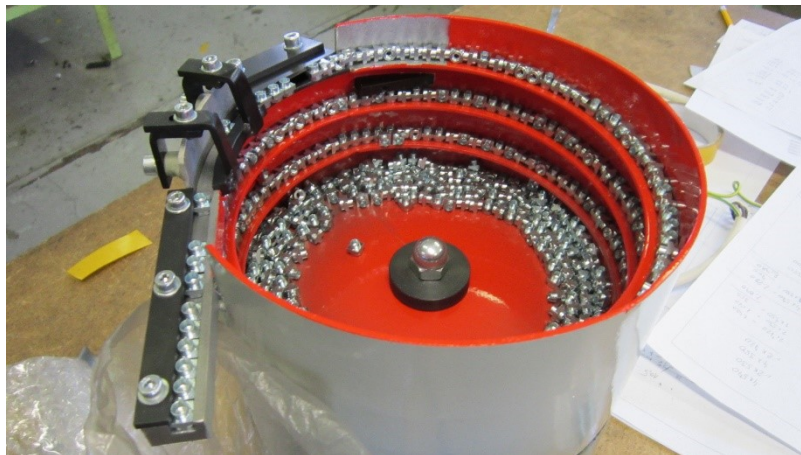
4 Volba vibračních podavačů

4.1 Vibrační podavač kruhový

Vibrační podavače kruhové, někdy také značené jako vibrační kruhové zásobníky, slouží pro podávání dílů malých rozměrů. Zároveň mohou díly dávkovat i orientovat do jednotné požadované polohy potřebné pro jejich další zpracování. Jsou nevhodné pro dopravování dílů lepivých či vlhkých materiálu, jež by mohly tvořit nálepy.[14]

„Vibrační zásobník sestává z nádoby s válcovým, kuželovým nebo stupňovitým tvarem, která je pomocí centrálního šroubu připevněna k pohonu. Toto šroubové upnutí umožňuje natáčení nádoby o 360° oproti pohonu. Pohon vibračního zásobníku je tvořen dvěma deskami, základovou a nosnou, soustavou pružných elementů a elektromagnetickým budičem. Celá soustava je pružně uložena a rezonančně naladěna.“ [15] Rozměry a tvar nádoby kruhových vibračních podavačů se volí dle specifických požadavků dopravovaného dílu, průměr nádoby se nejčastěji pohybuje v rozmezí od 120 mm do 1200 mm. Nádoba podavače se nejčastěji vyrábí z antikorozi oceli, plastu nebo eloxovaného hliníku. [15],[16]

Tyto podavače jsou vybaveny elektromagnetickým pohonem, jež umožňuje regulaci dopravy dílů v celém pracovním rozsahu. Podavač je možné řídit za pomoci čidel či z vyššího řídicího systému. Dopravuje-li se materiál po směru hodinových ručiček, jedná se o provedení pravé, v případě pohybu materiálu proti hodinovým ručičkám se jedná o provedení levé. [14],[15],[16]



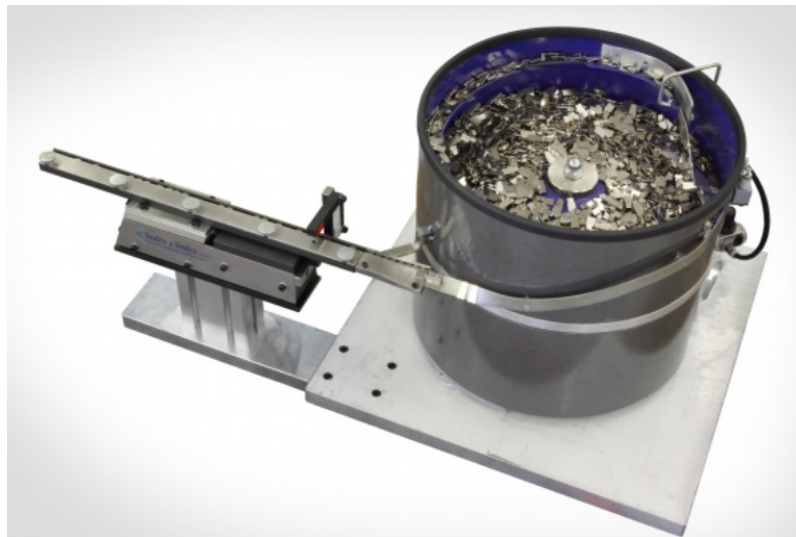
Obr. 4.1.1 – Vibrační podavač kruhový a přímý [17]

V navrhovaném zařízení bude použit vibrační podavač kruhový o průměru 400 mm s objemem cca 2 až 3 litry. Rychlost podávání je stanovena na 2 ks za vteřinu. Materiál se bude dopravovat po směru hodinových ručiček, bude se tedy jednat o provedení pravé. Materiál na výstupu bude v jedné řadě za sebou, kdy bude filtr otočen stranou s výstupky dolů (při pohledu shora bude tvořit pomyslnou miskou). Na závěr již zorientovaný díl plynule přejde na lištu lineárního vibračního dopravníku.

4.2 Vibrační podavač lineární (pro první úsek)

Lineární vibrační podavače (dopravníky) se uplatňují především pro přepravu již zorientovaných a seřazených dílů z vibračního podavače kruhového k dalšímu procesnímu kroku.

„Dopravník je tvořen základovou a nosnou deskou, soustavou planžet, elektromagnetickým budičem a vodící lineární lištou“ [14]. Ve vodící lineární liště, jejíž tvar a šířka se určuje dle přepravovaného materiálu, se za pomoci vibrací z pohybu díly rozpohybují a přepravují se na konec dopravníku. Řízení výkonu u vibračních podavačů lineárních je obstaráváno pomocí digitálních regulátorů, například typu DIGR. Hlavní nevýhodou tohoto typu zařízení jsou vibrace, které jsou přenášeny jak do základu stroje, tak třeba i do podlahy, a může tak dojít k narušení činnosti jiných zařízení.



Obr. 4.2.1 – Vibrační podavač kruhový a přímý [14]

Pro navrhované zařízení bude využit vibrační dopravník lineární o délce 600 mm, s lištou uzpůsobenou pro dopravu filtrů. Podavač bude pracovat kontinuálně a bude sloužit především jako mezi stanoviště pro zásobu filtrů. Aby nemusel vibrační podavač kruhový pracovat kontinuálně, bude obdobně jako na obrázku 4.2.1 umístěna na zařízení laserová závora, jejíž funkce bude sledovat množství filtrů ve vibračním dopravníku lineárním. Jakmile množství filtrů ve vibračním zásobníku klesne pod 47 ks (cca 2/3 zaplnění vibračního dopravníku), dostane kruhový vibrační podavač impuls, kterým se zaktivuje a začne podávat filtry do vibračního lineárního podavače.

Pro určení maximálního množství filtrů na podavači bude sloužit závora druhá, která bude umístěna zhruba 10 mm od konce dopravníku v úhlu 45°, jejíž funkce bude vypnout vibrační podavač kruhový, jakmile bude v dopravní liště 70 kusů filtrů.

Návrh a výpočet vibračního dopravníku kruhového a přímého nejsou součástí řešení této diplomové práce, budou dodány externím dodavatelem na základě výše zmíněných informací a datech jako samostatný celek.

5 Návrh pásového dopravníku

Jako nejvhodnější dopravní zařízení pro druhý úsek byl vybrán pásový dopravník malé velikosti. V následující kapitole bude proveden výběr základních komponent pásového dopravníku, jakými jsou například vratný a poháněcí buben, dopravní pás či pohon dopravníku. Pro návrh pohonu bude proveden výpočet dle graficko-početní metody a výpočet dle ČSN ISO 5048.

5.1 Zařízení pro taktování filtrů na pás

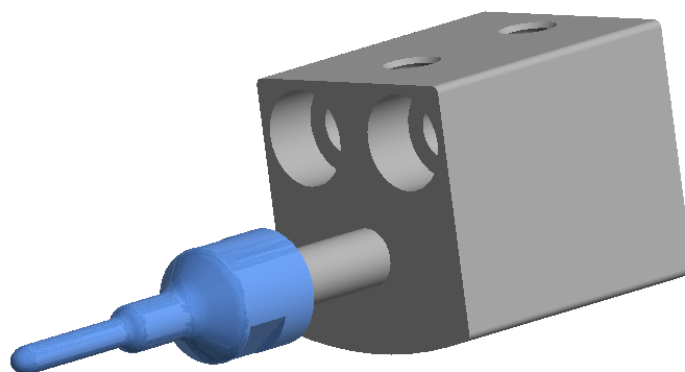
Na začátku pásového dopravníku bude instalováno zařízení, které bude sloužit jako zásobní a taktovací člen. Toto zařízení je instalováno v místě, kde filtry přecházející z vibračního dopravníku přímého na pásový dopravník a jeho úkolem je zadržet filtry do doby, než dostane signál z řídicí jednotky, aby filtr uvolnil. Hlavním úkolem tohoto zařízení je modifikovatelné taktování filtrů na pás, jelikož rychlost pásu je konstantní. Pro účel zadržování a uvolňování filtrů je zde umístěn pneumaticky ovládaný pístek (jehla). Požadavkem zadávající společnosti je, aby byly za normálních podmínek v taktovacím zařízení 3 kusy filtrů.

V následujících krocích bude stanovena i přibližná minimální rychlost pásu, aby bylo zařízení schopno dosáhnout maximálního dopravní výkonu.

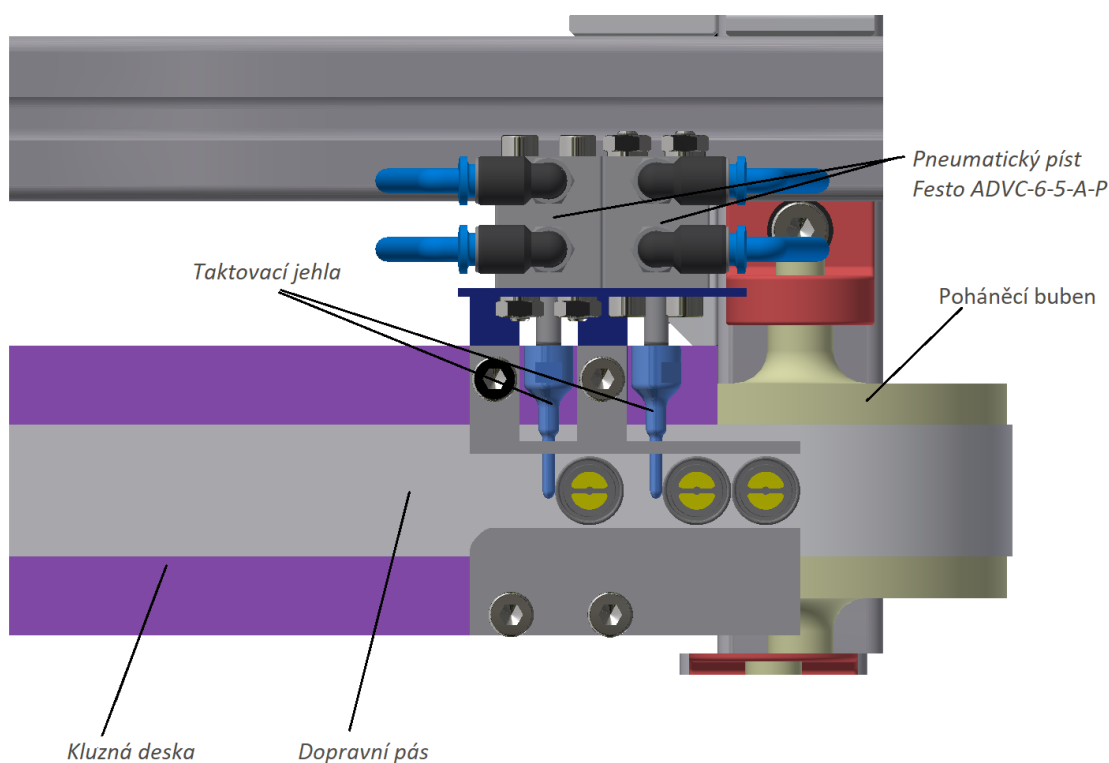
Taktovací zařízení bude pracovat na principu dvojčinného pneumatického pístku. Jelikož je dán požadavek ze zadávající společnosti, že mají být v taktovacím zařízení tři filtry, je potřeba taktovací zařízení osadit dvěma takovými pístkami. Jeden, který drží/pouští filtr na pás a další hned za ním, který drží/pouští druhý a třetí filtr.

Pro návrh zařízení budou využity dva dvojčinné pneumatické pístky od společnosti Festo ADVC-6-5-A-P. Jedná se o pístek s krátkým zdvihem 5 milimetrů a průměrem pístku 6 milimetrů. Na pístek bude přišroubována taktovací jehla, jejíž hrot má průměr 1,5 mm. Písty budou umístěny vedle sebe a k dopravníku budou připevněny za pomoci šroubového spojení. Vzduch bude do zařízení vháněn hadičkami o průměru 3 mm přes spojky od společnosti Festo s označením: L-šroubení s nástrčnou koncovkou QSML-M3-3. Stlačený vzduch je odebírán z centrálního rozvodu firmy o tlaku 8 barů.

Aby byly filtry na pásu vystředěny, a aby nedocházelo k vypadávání filtrů z pásu, je na úvodním úseku dopravníku vytvořeno boční vedení, které bude korigovat filtry vybočující ze středu pásu. Profil bočnic je dostatečně široký, aby nedocházelo k tření mezi bočnicí a filtry dopravovanými ve správné trajektorii.



Obr. 5.1 – Model pneumatického pístu Festo ADVC-6-5-A-P [19] včetně našroubované taktovací jehly



Obr. 5.2 – Schematický náčrt taktovacího zařízení (pohled shora)

5.2 Stanovení rychlosti pásu

Rychlost dopravního pásu bude konstantní a ke změně dopravního množství bude docházet v taktovacím zařízení, jehož umístění a funkce jsou vysvětleny v kapitole 5.1.

Rychlost dopravního pásu bude zvolena v návaznosti na maximální požadovaný dopravní výkon (takt), který je stanoven na 4 ks mikrofiltrů za 1 vteřinu. To znamená, že je nutné splnit podmínku, aby se za dobu jedné vteřiny na dopravní pás dostaly přesně čtyři za sebou jdoucí filtry.

Není však možné, aby byly filtry umístěny těsně za sebou a je nutné za každým filtrem vytvořit technologickou mezeru a zároveň určit rychlost pásu tak, aby pás nebyl příliš pomalý a proces netrval příliš dlouho. Technologickou mezeru jsem zavedl z důvodu, aby bylo možné filtry podrobit optické kontrole a zároveň, aby po kontrole bylo možné filtry jednoduše roztržít do správné nádoby dle specifikace. Hodnotu minimální velikosti technologické jsem stanovil na základě požadavků ze společnosti Weppler & Trefil s.r.o., a to $l_{f_min} = 15 \text{ mm}$.

Na základě těchto informací a průměru filtru je možné vypočítat minimální rychlost dopravního pásu.

5.2.1 Minimální rychlost pásu

$$\begin{aligned} v_{p_min} &= Q_S \cdot (d_f + l_{f_min}) \\ v_{p_min} &= \frac{4}{1} \cdot (0,00835 + 0,015) \end{aligned} \quad (1)$$

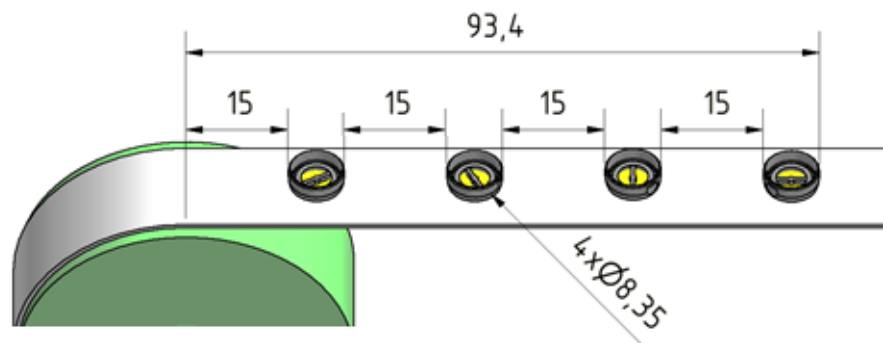
$$v_{p_min} = 0,0934 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 93,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná rychlost pásu se bude lišit, a to v návaznosti na otáčkách zvoleného elektromotoru a bude určena na závěr.

5.2.2 Stanovení dopravního cyklu pro jeden filtr

Jedná se o dobu, za kterou je jeden filtr dopraven od taktovacího zařízení na konec dopravního pásu.

$$t_{c_max} = \frac{L_{2.2}}{v_{p_min_}} = \frac{0,97}{0,0934} = 10,4 \text{ s} \quad (2)$$



Obr. 5.2.1 - Schematický náčrtek pro ilustraci výpočtu minimální rychlosti dopravního pásu

5.3 Stanovení hmotnosti dopravovaného množství

Pro správný návrh dopravníku je zapotřebí znát celkovou hmotnost dopravovaného materiálu, v tomto případě mikrofiltrů.

5.3.1 Maximální počet filtrů na páse

Pro stanovení maximálního počtu filtrů na páse byla využita délka pásu zkrácena o úsek, kde je instalováno taktovací zařízení. Počet filtrů v taktovacím zařízení je stanoven na 3 kusy. Na závěr hodnotu zaokrouhlíme nahoru, na celá čísla.

$$n_{f_max} = \frac{L_{2.2}}{d_f + l_f} + 3 = \frac{970}{8,35 + 15} + 3 = 44,54 \text{ ks} = 45 \text{ ks} \quad (3)$$

5.3.2 Maximální hmotnost filtrů na páse

$$m_{f_max} = n_{f_max} \cdot m_f = 45 \cdot 77 \cdot 10^{-5} \quad (4)$$

$$m_{f_max} = 0,00346 \text{ kg} = 3,46 \text{ gramu}$$

5.4 Dopravní pás

Základní součástí pásového dopravníku je dopravní pás. Pás musí být dostatečně odolný a trvanlivý pro spolehlivý provoz, ale zároveň je nutné zajistit, aby bylo možné pás dostatečně ohnout přes koncový a napínací buben. V tomto případě je nutné, aby byl pás vhodný pro minimální průměr bubnu 30 mm. Během dopravy mikrofiltru dochází k procesu optického měření filtrů. Pro správnou funkci tohoto měřícího zařízení je nutné, aby svrchní vrstva dopravního byla kontrastní k mikrofiltru. Jelikož filtr má černou barvu, je potřeba zvolit pás světlé barvy, ideálně bílé.

Na základě těchto požadavků byl vybrán dopravní pás, vyráběný společností Chiorino s označením 1M5 U0-U2 HP D W A v šířce 16 mm. Pás je vyroben z Polyuretanu a vyztužen polyesterovými vlákny. Svrchní vrstva pásu je bílá, tloušťka pásu je 0,7 mm a minimální průměr bubnu, na který je možné pás navinout je 30 mm. Další technické údaje obsahuje tabulka níže.

TECHNICAL SPECIFICATIONS			COMPOSITION		
Total thickness	0.70 mm	0.03 in.	Conveying surface	Material	Polyurethane (TPU) - HP [®] system
Weight	0.70 kg/m ²	0.14 lbs./sq.ft		Thickness	0.20 mm 0.008 in.
Elongation at 1%	5 N/mm	29.0 lbs./in.		Surface pattern	Smooth
Max. admissible pull	5 N/mm	28.6 lbs./in.		Colour	White
Minimum radius / diameter ⁽²⁾			Textile carcass	Coefficient of friction	HF
■ Knife edge minimum radius	3 mm	0,12 in.		Material	Polyester (PET) - HP [®] system
■ Bending roller min. diameter	6 mm	0.24 in.		Plies no.	1
■ Counter-bending roller min. diameter	16 mm	0.63 in.	Weft type	Rigid	
⁽²⁾ The above mentioned values depend on the type of CHIORINO joint recommends			Driving surface	Material	Fabric with polyurethane (TPU) impregnation-HP [®]
Coefficient of friction on driving surface				Thickness	--- mm --- in.
■ Raw steel sheet	0.20 [-]			Surface pattern	Fabric
■ Laminated plastic/wood	0.25 [-]			Colour	hazelnut
■ Steel roller	0.20 [-]				
■ Rubberized roller	0.30 [-]				
Max. production width	2000 mm	79 in.			

Tabulka 5.4.1 – Základní specifikace dopravního pásu 1M5 U0-U2 HP D W A [20]

Důležitou položkou v seznamu je nominální hmotnost dopravního pásu. Hmotnost je však stanovena na 1 m² a pro použití je nutné tuto hodnotu přepočítat na zvolenou šířku dopravního pásu (5.4.1).

5.4.1 Hmotnost pásu

$$m_p = m_{pn} \cdot B_p = 0,7 \cdot 0,016 \quad (5)$$

$$m_p = 0,0112 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} = 11,2 \text{ gramu} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.5 Kluzná deska

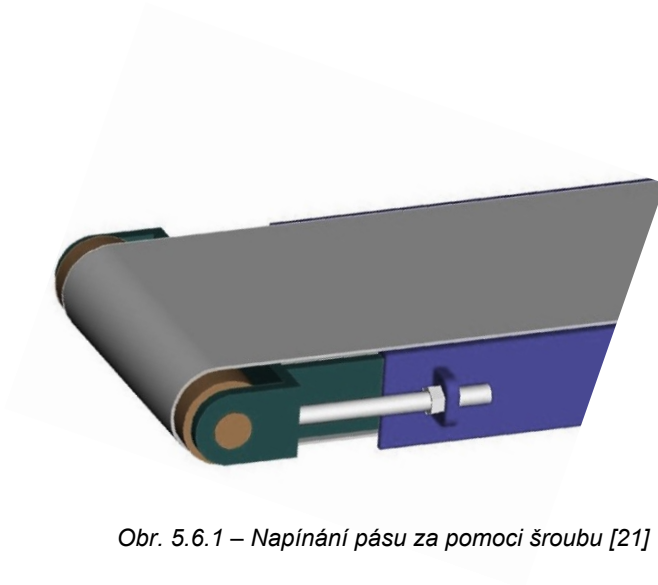
Jelikož se jedná o malý dopravník s malým zatížením není nutné podepírat pás za pomoci válečků. Na místo válečků bude pro podepření pásu použita kluzná deska o rozměrech 980x35x5 [mm] z nerezové oceli 1.4301+1D (X5CrNi18-10) dle EN 10088-2. Součinitel tření mezi kluznou deskou a dopravním pásem $\mu = 0,2$ [20]. Kluzná deska bude použita jak na větvi horní, tak i na větvi dolní. Kluzná deska na spodní větvi bude sloužit především jako zakrytí spodní větve a zároveň zamezí prohnutí pásu. Prohnutý pás by mohl při styku s dalšími zařízeními poškodit samotný dopravní pás nebo součásti dalších zařízení. Velikost spodní desky je 1020x35x5 [mm] a bude vyrobena také z nerezové oceli 1.4301+1D (X5CrNi18-10) dle EN 10088-2.

5.6 Napínání dopravního pásu

Vhodné předpětí dopravního pásu je jednou ze základních podmínek pro správný chod pásového dopravníku všech velikostí. Aby mohlo být dosaženo dostatečné předpětí pásu dopravníku, je nutné vybavit dopravník zařízením pro napínání pásu tak, aby bylo zajištěno dostatečné předpětí jak při rozběhu, tak i při ustáleném chodu zařízení. Pro navrhovaný dopravník bude použito napínání pásu šroubem, potřebná napínací síla je stanovena v podkapitole 5.11.3.

Napínání pásu pomocí šroubu je jeden z nejjednodušších a nejběžnějších mechanismů pro napínání pásu, pohybový šroub je připevněn k ložiskovému bubnu vratného bubnu a otáčením tohoto šroubu se prodlužuje osová vzdálenost bubnu a dochází k napínání pásu. Důležitou podmínkou je nutnost provádět napínání rovnoměrně, na obou stranách vratného bubnu.

Hlavní výhodou tohoto zařízení je jeho jednoduchost a s tím spojená nízká cena. Naopak hlavní nevýhodou napínání pásu šroubem je nutnost seřízení obou stran napínáku, tak aby nedošlo k vykřivení pásu. Při napínání je potřeba brát zřetel na správnou maximální napínací sílu, abychom nezpůsobili přepnutí pásu a jeho následné přetržení. V neposlední řadě je nevýhodou nutnost pravidelného napínání pásu. [4],[21],[22]



Obr. 5.6.1 – Napínání pásu za pomoci šroubu [21]

5.7 Návrh dopravníku dle normy ČSN ISO 5048

Následující kapitola se zabývá výpočtem výkonu na poháněcím bubnu pásového dopravníku a tahových sil v páse s nosnými válečky. Jelikož v mém řešení je použita na místo nosných válečků kluzná deska, bude potřeba výpočet uzpůsobit tomuto řešení.

5.7.1 Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F_O = F_H + F_V \quad (6)$$

$$F_O = 0,0507 + 1$$

$$F_O = 1,05 \text{ N}$$

F_H ... hlavní odpory dopravníku (síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku)

F_V ... vedlejší a přídavné odpory dopravníku

5.7.2 Hlavní odpory dopravníku

$$F_H = F_{H1} + F_{H2} \quad (7)$$

$$F_H = 0,0288 + 0,022$$

$$F_H = 0,0507 \text{ N} = 50,7 \text{ mN}$$

F_{H1} ... hlavní odpory na horní větvi dopravníku

F_{H2} ... hlavní odpory na dolní větvi dopravníku

5.7.3 Hlavní odpory na horní větvi dopravníku

$$F_{H1} = \mu \cdot L_2 \cdot g [m_{R1} + (m_p + m_{f_1m}) \cdot \cos \alpha]$$

$$F_{H1} = 0,2 \cdot 1 \cdot 9,81 \cdot (0 + (0,0112 + 0,00346) \cdot \cos 0^\circ)$$

$$F_{H1} = 0,0288 \text{ N} = 28,8 \text{ mN}$$

μ ... součinitel tření mezi kluznou (ocelovou) deskou a pásem

L_2 ... délka pásového dopravníku

g ... gravitační zrychlení

m_p ... hmotnost jednoho metru dopravního pásu

$m_{f_{1m}}$... hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr dopravního pásu

α ... úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu

m_{R1} ... hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve (dopravník neobsahuje rotující částí, z toho vyplývá, že: $m_{R1} = 0$)

5.7.4 Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr dopravního pásu

$$m_{f_{1m}} = \frac{(n_{f_{max}} \cdot m_f)}{L_2} \quad (8)$$

$$m_{f_{1m}} = \frac{45 \cdot 0,000077}{1}$$

$$m_{f_{1m}} = 0,00346 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} = 3,46 \text{ gramu} \cdot \text{m}^{-1}$$

$n_{f_{max}}$... maximální počet filtrů na dopravním pásu

m_f ... hmotnost jednoho filtru

L_2 ... délka pásového dopravníku

5.7.5 Hlavní odpory na dolní větvi dopravníku

$$F_{H1} = \mu \cdot L_2 \cdot g (m_{R2} + m_p \cdot \cos \alpha) \quad (9)$$

$$F_{H1} = 0,2 \cdot 1 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,0112 \cdot \cos 0^\circ)$$

$$F_{H1} = 0,0220 \text{ N} = 22 \text{ mN}$$

L_2 ... délka pásového dopravníku

g ... gravitační zrychlení

α ... úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu

m_p ... hmotnost jednoho metru dopravního pásu

m_{R2} ... hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve (dopravník neobsahuje rotující částí, z toho vyplývá, že: $m_{R2} = 0$)

5.7.6 Vedlejší odpory dopravníku

$$F_V = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_C \cdot F_C + F_{BV} + F_S \quad (10)$$

F_{N1} ... odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

F_{N2} ... odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

n_B ... počet nepoháněných bubnů

F_B ... odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

n_C ... počet čističů pásu

F_C ... odpor čističe pásu

F_{BV} ... odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

F_S ... odpor shrnovače materiálu

F_{SV} ... odpor shazovacího vozu

Rovnice (10) výše zahrnuje i odpory, které jsou v tomto případě nulové, a pro lepší přehlednost je můžeme vynechat. Jedná se o tyto přídavné a vedlejší odpory: odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování, počet čističů pásu (čistič pásu není instalován), odpor čističe pásu, odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, odpor shrnovače materiálu (shrnovač není součástí navrhovaného dopravníku), odpor shazovacího vozu (není součástí řešení).

Po dosazení nulových odporů nám zůstane rovnice v následujícím tvaru:

$$F_V = F_{N1} + n_B \cdot F_B$$

$$F_V = 1,21 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 1$$

$$F_V = 1 \text{ N}$$

F_S ... odpory setrvačných sil v místě nakládání a urychlování

F_B ... odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

n_B ... počet nepoháněných bubnů

5.7.7 Odpory setrvačných sil v místě nakládání a urychlování materiálu

$$F_{N1} = Q_m \cdot v_p \cdot [(v_p - v_{0a}) + 3 \cdot (v_p - v_{0b})] + \mu \cdot L_{2.1} \cdot g [m_{R1} + (m_p + m_{f_{1mT}}) \cdot \cos \alpha] \quad (11)$$

$$F_{N1} = 3,08 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0934 \cdot [(0,0934 - 0,05) + 3 \cdot (0,0934 - 0)] + 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot (0,0112 + 0,0077)$$

$$F_{N1} = 1,21 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 1,21 \text{ mN}$$

Q_m ... hmotnostní dopravní výkon

v_p ... rychlost pásu, pro tento výpočet $v_p = v_{p_{min}}$

v_{0a} ... složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu dopravníku (při přechodu filtru z vibračního dopravníku přímého na pásový dopravník)

v_{0b} ... složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu dopravníku (u filtrů v taktovacím zařízení $v_{0b} = 0$)

$L_{2.1}$... délka úseku, kde dochází k čekání filtrů v taktovacím zařízení

$m_{f_{-1mT}}$... hmotnost filtrů v taktovacím zařízení přepočtena na jeden metr

5.7.7.1 Hmotnostní dopravní výkon

$$Q_m = Q_s + m_f \quad (12)$$

$$Q_m = 4 \cdot 0,000077$$

$$Q_m = 3,08 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Q_s ... maximální kusový dopravní výkon

m_f ... hmotnost jednoho filtru

5.7.7.2 Hmotnost filtrů na jeden metr v taktovacím zařízení

$$m_{f_{-1mT}} = \frac{(n_{fT} \cdot m_f)}{L_{2.1}} \quad (13)$$

$$m_{f_{-1mT}} = \frac{3 \cdot 0,000077}{0,03}$$

$$m_{f_{-1mT}} = 0,0077 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} = 7,7 \text{ gramu} \cdot \text{m}^{-1}$$

n_{fT} ... maximální počet filtrů na dopravním pásu v taktovacím zařízení

m_f ... hmotnost jednoho filtru

$L_{2.1}$... délka taktovacího zařízení na pásovém dopravníku

5.7.8 Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiscích bubnu

$$F_B = 1 \text{ N} \tag{14}$$

Při výpočtech dle normy ČSN ISO 5048 se běžně využívá hodnota odporu v rozmezí 500 – 1500 Newtonů. Pro návrh malého dopravníku je tato hodnota příliš vysoká a dosazením této hodnoty do výpočtů by došlo k velkému zkreslení výpočtů. Po posouzení vlastností a rozměru dopravního pásu, dále pak vypočtených odporů a zátěží, jsem zvolil odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu $F_B = 1 \text{ N}$.

5.7.9. Potřebný provozní výkon pásového dopravníku

$$P_A = \frac{F_0 \cdot v_p}{\eta_m} \cdot k_b \tag{15}$$
$$P_A = \frac{1,05 \cdot 0,095}{0,7} \cdot 1,1$$
$$P_A = 0,22 \text{ W} = 220 \text{ mW}$$

v_p ... rychlost dopravního pásu

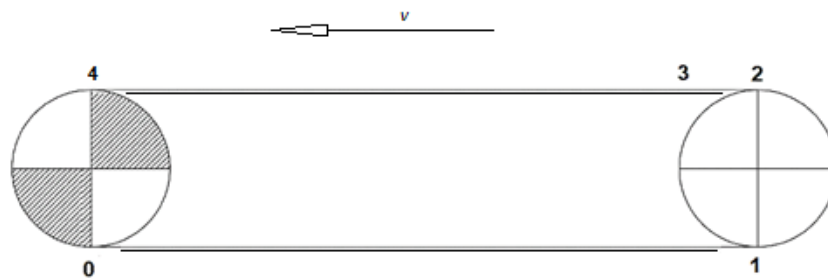
F_0 ...obvodová síla na poháněcím bubnu

k_b ... koeficient bezpečnosti

η_m ... účinnost elektromotoru

5.8 Výpočet pásového dopravníku dle graficko-početní metody

Tato metoda není tak přesná jako výpočet dle ČSN ISO 5048, jelikož zanedbává velké množství odporů, ale je znatelně jednodušší. V tomto případě však většina odporů v ČSN ISO 5048 je nulová a bude zajímavé pozorovat, jak se budou výsledky graficko-početní metody a ČSN ISO 5048 velmi podobat. Zároveň je možné si pomocí graficko-početní metody ověřit výsledky. Pokud se hodnoty budou velmi lišit, je pravděpodobné, že některý výpočet je chybný a bude nutné jej přepočítat.



Obr.5.8.1 Schéma pásového dopravníku s vyznačenými kritickými místy

5.8.1. Výpočet tahů v páse

5.8.1.1 Tah v bodě 0

$$T_0 = F_0 \tag{16}$$

5.8.1.2 Tah v bodě 1

$$T_1 = F_0 + g \cdot m_p \cdot L_2 \cdot f \tag{17}$$

$$T_1 = F_0 + 9,81 \cdot 0,0112 \cdot 1 \cdot 0,2$$

$$T_1 = F_0 + 0,022 \text{ N}$$

5.8.1.3 Tah v bodě 2:

Výpočet tahů při přechodu pásu přes koncový buben

$$T_2 = F_0 + 0,022 + F_B \tag{18}$$

$$T_2 = F_0 + 0,022 + 1$$

$$T_2 = F_0 + 1,022 \text{ N}$$

5.8.1.4 Tah v bodě 3

V tomto místě dochází k přesunu filtrů z vibračního dopravníku přímého na dopravník pásový.

$$T_3 = F_0 + 1,022 + Q_m \cdot (v_p - v_0) + \mu \cdot L_{2.1} \cdot g [(m_p + m_{f_{1mT}}) \cdot \cos \alpha] \quad (19)$$

$$T_3 = F_0 + 1,022 + 3,08 \cdot 10^{-4} \cdot (0,095 - 0,05) + 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot (0,0112 + 0,0077)$$

$$T_3 = F_0 + 1,023 \text{ N}$$

5.8.1.5. Tah v bodě 4

$$T_4 = F_0 + 1,023 + \mu \cdot g \cdot L_{2.2} \cdot (m_p + m_{f_{max}}) \quad (20)$$

$$T_4 = F_0 + 1,023 + 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,97 \cdot (0,0112 + 0,00346)$$

$$T_4 = F_0 + 1,05 \text{ N}$$

5.8.2 Poháněcí síla

Síla F_N odpovídá místu s největším tahem, tedy zde ke $T_4 = F_N$

$$F = F_0 - F_N = F_0 - T_3 \quad (21)$$

$$F = F_0 - F_0 + 1,05$$

$$F = 1,05 \text{ N}$$

5.8.3 Příkon pohonu

$$P_{GPM} = \frac{F \cdot v}{\eta_m} \cdot k_b \quad (22)$$

$$P_{GPM} = \frac{1,05 \cdot 0,095}{0,7} \cdot 1,1$$

$$P_{GPM} = 0,224 \text{ W} = 224 \text{ mW}$$

η ... účinnost motoru volím raději nižší (70 %), jelikož účinnost motorů s planetovou převodovkou je obecně nižší, $\eta = 0,7$

5.8.4 Obvodová síla na poháněcím bubnu

(23)

$$F_0 = \frac{F \cdot k_s}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1}$$

$$F_0 = \frac{1,05 \cdot 1,3}{e^{0,2 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_0 = 1,561 \text{ N}$$

5.8.5 Výsledný tah v páse dle graficko-početní metody

$$T_0 = F_0 = 1,561 \text{ N}$$

$$T_1 = F_0 + 0,022 \text{ N} = 1,561 + 0,022 = 1,582 \text{ N}$$

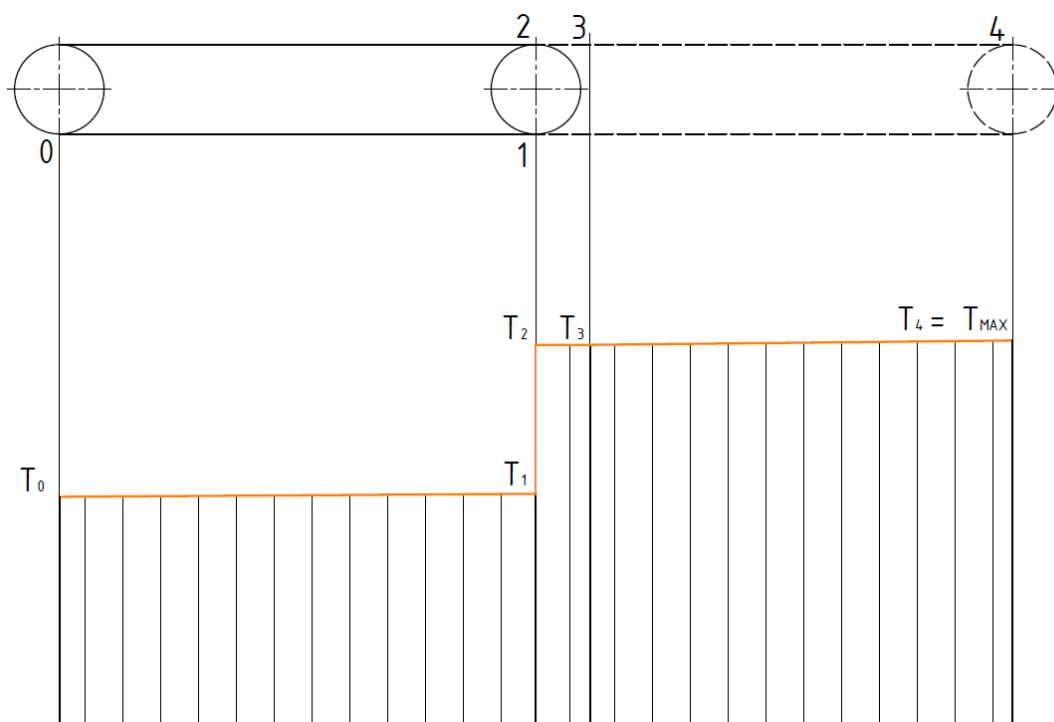
$$T_2 = F_0 + 1,022 \text{ N} = 1,561 + 1,022 = 2,582 \text{ N}$$

$$T_3 = F_0 + 1,023 \text{ N} = 1,561 + 1,023 = 2,583 \text{ N}$$

$$T_4 = F_0 + 1,05 \text{ N} = 1,561 + 1,05 = 2,611 \text{ N}$$

Vypočtený potřebný výkon dle graficko-početní metody a dle normy ČSN ISO 5048 je téměř totožný, což nám potvrdilo správnost výpočtů.

5.8.2 Pevnostní diagram



Obr. 5.8.2. – Pevnostní diagram

5.9 Poháněný a vratný buben

Hlavním úkolem vratného (hnaného) bubnu je zajištění pásu proti sesunutí na stranu a napínání pásu. Vratný buben je vyroben jako svařenec z bezešvé kruhové trubky (dle ČSN EN 10216-1) o rozměru 50 x 1,5 mm a šířce 26 mm, osy a dvou čel zapuštěných do bubnu. Hnaný buben je uložený a nesený ve dvou vyráběných ložiskových domcích s kluznými ložisky ČSN 02 3499 A 6x10x6 [mm]. Ke konstrukci jsou ložiskové domky připevněny šrouby, napínání na vratném bubnu probíhá taktéž za pomoci šroubu.

Pro pohon bude použit buben o stejném rozměru a tvaru, jeho pohon bude obstarávat elektromotor s planetovou převodovkou. Stejně jako vratný buben bude poháněcí buben uložen v ložiskových domcích s kluznými ložisky v kluzných ložiscích ČSN 02 3499 A 6x10x6 [mm]. Přesná specifikace pohonu bude navržena v kapitole 5.10, na základě výpočtů.

5.10 Pohon pásového dopravníku

Pohony malých dopravníků jsou specifickou oblastí, a to z důvodu, že malé dopravníky nepotřebují velký výkon, avšak stále je nutné klást důraz na vysokou spolehlivost a efektivitu při násobně menších rozměrech, čehož je velmi obtížné dosáhnout. Nejčastěji se pro pohon dopravníků používají motory elektrické nebo hydraulické, a to především z důvodu nízkých pořizovacích nákladů a jednoduché údržbě s výkonem motorů od řádu desetin do stovek Wattů s napájením stejnosměrným proudem, nejčastěji 12, 24 nebo 48 Voltů [23],[24].

Existují dvě základní koncepce pohonu malých pásových dopravníků podle umístění pohonu. První variantou je motor umístěný vně poháněcího bubnu, a k samotnému bubnu je motor připojen například přes přímou, šnekovou nebo planetovou převodovku. Výrobou malých motorů se zabývají například společnosti, DKM, GGM a Ametek. Výhodou této varianty je nízká cena a také možnost motor vyměnit bez nutnosti odstrojení pásového dopravníku.

Další variantou je motor umístěný přímo v poháněcím bubnu. Tato varianta se volí především z důvodu kompaktních rozměrů, kdy odpadne nutnost zajištění prostoru pro motor, avšak je znatelně dražší a při případné poruše je nutné povolit pás, vytáhnout buben z uložení a následně motor vyměnit a znovu napnout pás. Na tuto kategorii pohonů se zaměřuje například italská společnost Rulmeca nebo německá společnost Himmel. [23],[24],[25]



Obr.5.10.1 – Motor umístěný uvnitř bubnu [25]



Obr.5.10.2 – Motorový buben [24]

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.9, bude pro pohon dopravníku použit elektromotor s planetovou převodovkou, který bude k bubnu připojen pomocí spirálové spojky WKAS2019. Motor bude vybrán na základě dříve vypočtených veličin, kterými jsou průměr poháněcího bubnu $d_b = 50 \text{ mm}$, minimální rychlost dopravního pásu $v_p = 93,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ a minimální potřebný výkon $P_A = 0,22 \text{ W} = 220 \text{ mW}$.

5.10.1 Minimální potřebné otáčky motoru

$$n_{min} = \frac{v_p}{\pi \cdot d_b} \quad (24)$$

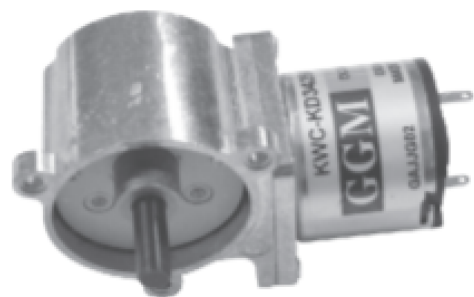
$$n_{min} = \frac{0,0934}{\pi \cdot 0,05}$$

$$n_{min} = 0,595 \text{ s}^{-1} = 35,67 \text{ min}^{-1}$$

Na základě vypočtených hodnot volím pohon korejské společnosti GGM, s označení KWC - KD3429S1. Jedná se o miniaturní DC motor s úhlovou planetovou převodovkou, u které bude použit převod 1/125. Parametry tohoto motoru jsou $n = 36 \text{ min}^{-1}$ a krouticí moment $M_1 = 3,6 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$. Tyto hodnoty jsou stanoveny při maximální účinnosti. Jednotka $\text{kgf} \cdot \text{cm}$ není u nás příliš využívaná, jedná se o hmotnostní sílu na centimetr. Převod mezi $\text{kgf} \cdot \text{cm}$ a $\text{N} \cdot \text{m}$ vyjadřuje následující vztah:

$$1 \text{ kgf} \cdot \text{cm} = 0,098066 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (25)$$

GEAR	MODEL	KD3429S1	
		DC 12V	
		rpm	kgf-cm
1/125		36	3.6



Obr. 5.10.1 - Motor KWC - KD3429S1 a jeho výkonnostní tabulka [26]

5.10.2 Skutečný výkon motoru

$$P = 2 \cdot \pi \cdot M_1 \cdot n \quad (26)$$

$$P = 2 \cdot \pi \cdot 0,098066 \cdot 3,6 \cdot 36$$

$$P = 1,32 \text{ W}$$

Výkon motoru je vyšší než požadovaný výkon motoru P_A a vybraný elektromotor splňuje požadavky pro správnou funkci dopravníku.

5.10.3 Skutečná rychlost dopravního pásu

$$v_{p_skut} = \pi \cdot n \cdot d_b \quad (27)$$

$$v_{p_skut} = \pi \cdot \frac{36}{60} \cdot 0,05$$

$$v_{p_skut} = 0,0943 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 94,3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.10.4 Skutečná velikost technologické mezery (při maximálním výkonu)

$$l_f = \frac{1}{Q_s} \cdot v_{p_skut} - d_f \quad (28)$$

$$l_f = \frac{1}{4} \cdot 0,0943 - 0,00835$$

$$l_f = 0,0152 \text{ m} = 15,2 \text{ mm}$$

5.10.5 Skutečná doba dopravního cyklu pro jeden filtr

Doba, za kterou se filtr dostane od taktovacího zařízení na konec dopravního pásu.

$$t_c = \frac{L_{2.2}}{v_p} = \frac{970}{0,0943} = 10,3 \text{ s} \quad (29)$$

5.11 Pevnostní kontrola pásového dopravníku

Navržený dopravní pás (viz kapitola 5.4) 1M5 U0-U2 HP D W A v šířce 16 mm je nutné pevnostně zkontrolovat a určit, zda se pás působením zatížení nepřetrhne, případně zda nebude přetížen pohon. Pro pevnostní kontrolu budou použity hodnoty vypočtené pomocí normy ČSN ISO 5048.

5.11.1 Tahy v dopravním páse

$$F_o \geq F_{max} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha_G} - 1} \quad (30)$$

$$F_o \geq 1,08 \cdot \frac{1}{e^{0,2 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_o \geq 1,23 \text{ N} \rightarrow \text{volím } 1,5 \text{ N}$$

$\alpha_G \dots$ úhel opásání volím $180^\circ = \pi$

5.11.2 Maximální tah v páse

$$F_{max} = F_o \cdot k_s \quad (31)$$

$$F_{max} = 1,05 \cdot 1,3$$

$$F_{max} = 1,08 \text{ N}$$

5.11.3 Napínací síla

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_o - m_p \cdot L_2 \cdot g \cdot \sin \alpha)$$

$$F_Z \geq 2 \cdot (1,5 - 0,0112 \cdot 1 \cdot 9,81)$$

$$F_Z \geq 2,78 \text{ N} \rightarrow \text{volím } F_Z = 3 \text{ N}$$

5.11.4 Skutečné tahy v dopravním páse

$$F_{O_skut} = 0,5 \cdot F_Z \pm m_p \cdot L_2 \cdot g \quad (32)$$

$$F_{O_skut} = 0,5 \cdot 3 + 0,0112 \cdot 1 \cdot 9,81 = 2,59 \text{ N}$$

$$F_{N_skut} = 0,5 \cdot F_z + F_0 \pm m_p \cdot L_2 \cdot g$$

$$F_{N_skut} = 0,5 \cdot 3 + 1,05 + 0,0112 \cdot 1 \cdot 9,81 = 2,65 \text{ N}$$

5.11.5 Kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B_p \geq T_{max} \cdot k_{B_P} \quad (33)$$

$$F_{dov} = 5 \cdot 16 > 2,65 \cdot 10$$

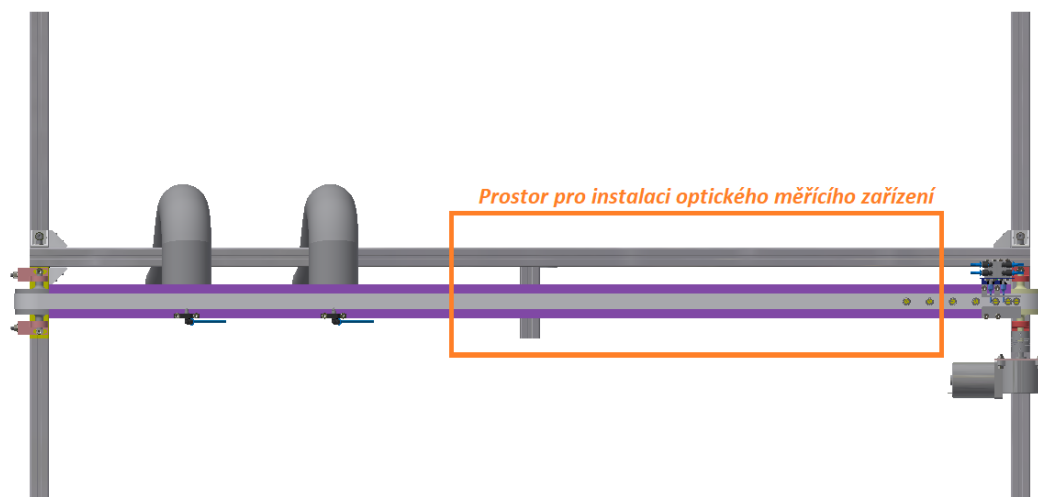
$$F_{dov} = 80 > 26,5 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

k_{B_P} ... koeficient bezpečnosti, dle zkušeností a doporučení volím, že $k_{B_P} = 10$

σ_{dov} ... maximální dovolené napětí v páse $\sigma_{dov} = 5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ [Tab 5.4.1]

5.12 Prostor pro instalaci optického měřicího zařízení

Dle požadavků zadávající společnosti je nutné vytvořit na dopravníku prostor, kde bude možné instalovat optické měřicí zařízení, skládající se ze dvou kamer s příslušenstvím. Kamery optického zařízení budou umístěny na nejdelším hliníkovém profilu nosníku (o délce 1020 mm), a to buď umístěné na jednom centrálním pilíři, případně každá kamera umístěna na vlastním pilíři. Prostor pro umístění optického měřicího zařízení je dlouhý 500 mm a začíná 80 mm od začátku pásového dopravníku.



Obr. 5.12.1 Náčres prostoru pro instalaci optického měřicího zařízení

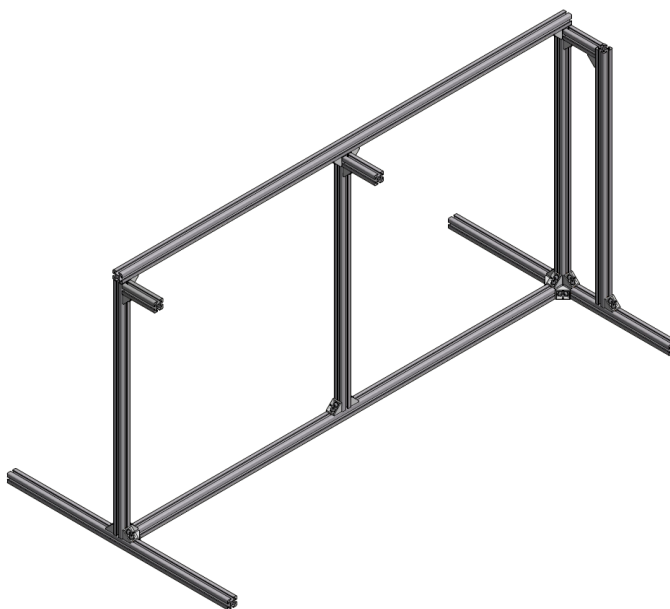
5.13 Nosná konstrukce pásového dopravníku

Pásový dopravník bude uložen v konstrukci vyrobené z eloxovaných hliníkových stavebnicových profilů s přesnými podélnými drážkami. Tyto univerzální profily se jako nosná konstrukce pásových dopravníků s malým zatížením, jelikož jsou lehké, pevné a jednoduše se s nimi pracuje. Spojování se provádí pomocí šroubů a speciálních matic do těchto profilů a je možné je kdykoliv demontovat.



Obr. 5.13.1 – Hliníkový stavebnicový profil 20x20 [mm] [27]

Profily se vyrábějí v různých velikostech, v závislosti na zatížení a pro návrh zařízení jsem vybral hliníkové stavebnicové profily o rozměru 20x20 [mm], ze kterých se postaví nosná konstrukce o čtyřech nohách, na které bude spočívat celá váha dopravníku a příslušenství. Kompletní konstrukce je znázorněna na nákresu níže a také v přiložené výkresové dokumentaci.



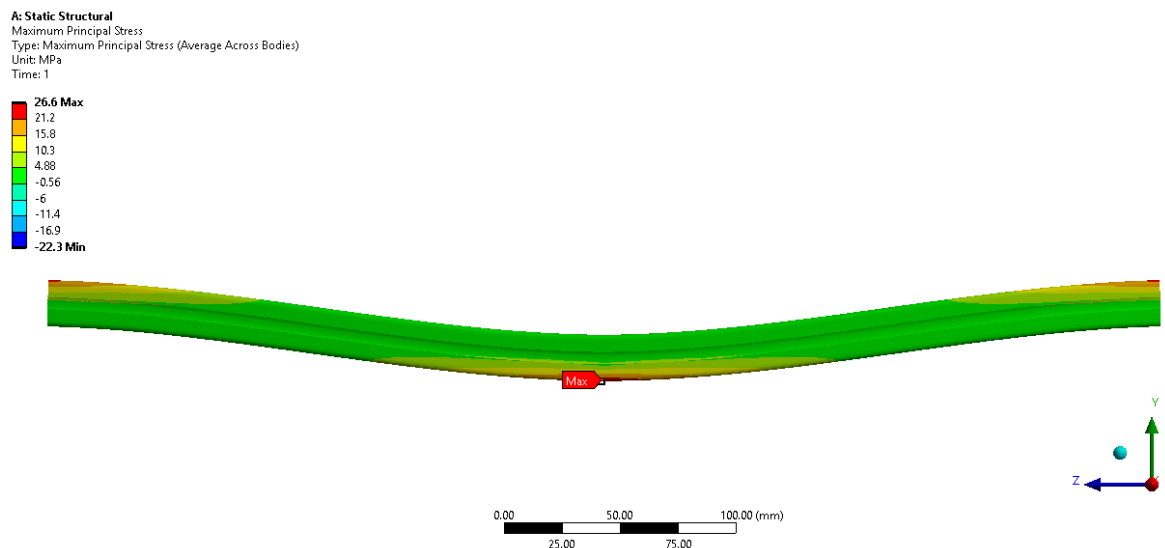
Obr. 5.13.2 Nákres navržené konstrukce zařízení

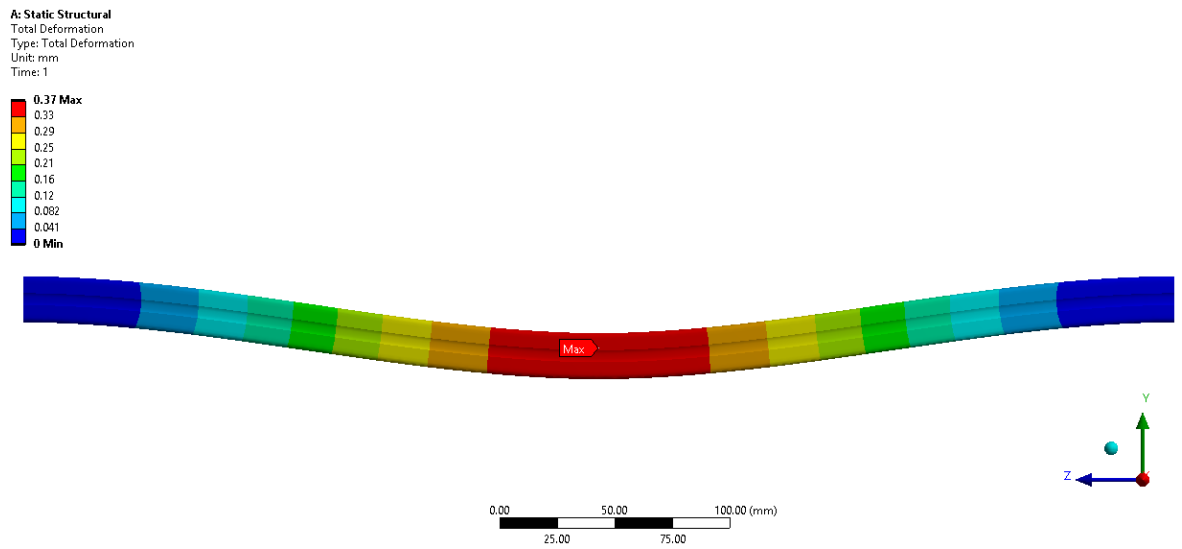
5.13.1 Pevnostní kontrola konstrukce z hliníkových profilů

Jelikož se jedná o relativně malý a členitý profil, bude u nejméně namáhaného nosníku provedena pevnostní kontrola. Na konstrukci z hliníkových profilů působí od dopravníku jen velmi malé síly (méně než 40 N), jež jsou přenášeny do tří hliníkových profilů o délce 65 mm.

Nejméně namáhaným dílem tak bude nosník o délce 1020 mm, na kterém budou umístěny kamery optického měřicího zařízení, jejichž hmotnost včetně konstrukce a příslušenství by neměla přesáhnout 8 kg na jednu kameru. Pro případ, že by obě kamery byly umístěny na jednom nosníku bylo zvoleno, že nosník musí odolat síle 300 N a jeho průhyb musí být menší než 0,6 mm.

Nejdelší nosník byl tedy pevnostně zkontrolován v místě působení síly o velikosti 300 N za pomoci software Ansys 2019 R3. Byl brán zřetel na maximální průhyb a maximální napětí na nosníku. Na základě analýzy v Ansysu bylo zjištěno, že maximální průhyb nosníku je 0,37 mm a maximální napětí v nosníku je 26,6 MPa. Dle výrobce [28] je maximální dovolené napětí 200 MPa. Průhyb je v toleranci a maximální napětí je menší než namáhání dovolené, nosník je tedy vhodný pro použití v navrhovaném zařízení. Zobrazení maximálního průhybu na obrázku 5.12.3 je pro lepší ilustraci zvětšeno.





Obr. 5.12.3 – Maximální průhyb a napětí v nosníku vytvořené v software Ansys 2019 R3

6 Pneumatické shazovače

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4, pro roztřídění filtrů do kategorií optimální, opravitelné a vadné bude použito pneumatické zařízení, jež na základě informace z optického měřicího zařízení sfoukne vadné či opravitelné filtry z dopravního pásu. Pneumatické zařízení bude obsahovat dvě trysky v rozestupu 150 mm, kdy každá tryska bude mít na starost jednu skupinu, tzn. první tryska z pásu bude shazovat filtry vadné a druhá tryska, jež bude umístěna 150 mm za první tryskou, bude shazovat z pásu filtry opravitelné. Filtry, jež budou optickým měřicím zařízením vyhodnoceny jako optimální budou pokračovat na konec dopravního pásu a budou přepadávat přes koncový buben.

6.1 Návrh pneumatického shazovače

Aby mohl být shazovač navrhnut tak, aby pracoval efektivně a spolehlivě, je nutné provést několik výpočtů a stanovit si některé vstupní veličiny. Jako první je potřeba si stanovit časový interval, jak dlouho bude tryska vyfoukávat vzduch pro shoení filtru. Je vhodné, aby byl časový úsek stanoven přesně, neboť při nedostatečném časovém úseku by filtr nemusel být shoen z pásu, a naopak při příliš dlouhém intervalu by došlo k plýtvání stlačeným vzduchem, a navíc by mohlo dojít ke shoení dalšího filtru v řadě mimo dopravník. Na základě rychlosti pásu a minimálního rozestupu filtrů volím čas trvání jednoho sfouknutí $t_s = 0,2 \text{ s}$.

Dalším důležitou veličinou je smykové tření mezi pásem a filtrem, tedy styk materiálu Ultramid A3HG5 a polyuretanu. Tento součinitel je dle tabulky 5.4.1 $f_{pf} = 0,25$. Dále je potřeba stanovit průměr trysky $r_t = 0,5 \text{ mm}$. Na závěr, je potřeba zrekapitulovat už použité hodnoty, a to hmotnost filtru $m_f = 7,7 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$ a šířku pásu $B_p = 16 \text{ mm}$.

6.1.1 Síla potřebná pro sfouknutí filtru z pásu

Pro stanovení potřebného tlaku a množství stlačeného vzduchu pro sfouknutí filtru z pásu je nejprve potřeba provést silový rozbor a následně vypočítat sílu, potřebnou ke sfouknutí filtru. Budeme vyházet, že je potřeba překonat statické odpory a posunout filtr o 16 mm (šířka pásu).

$$F_1 = T + F_2 \tag{34}$$

$$F_1 = m_f \cdot g \cdot f_{pf} + 2 \cdot m_f \cdot \frac{B_p + 0,5 \cdot B_{KH}}{t_f^2}$$

$$F_1 = 7,7 \cdot 10^{-5} \cdot 9,81 \cdot 0,25 + 2 \cdot 7,7 \cdot 10^{-5}$$

$$\cdot \frac{1,6 \cdot 10^{-2} + 0,5 \cdot 3,5 \cdot 10^{-2}}{0,25^2}$$

$$F_1 = 2,501 \cdot 10^{-4} \text{ N} = 0,25 \text{ mN}$$

6.1.2 Tlak potřebný pro sfouknutí filtru z pásu

Na základě Pascalova zákona jsme schopni z průměru trysky a potřebné síly vypočítat tlak potřebný pro sfouknutí filtru z dopravního pásu.

$$p_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot r_t^2} \tag{35}$$

$$p_1 = \frac{2,501 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot (5 \cdot 10^{-4})^2}$$

$$p_1 = 318,4 \text{ Pa}$$

Jelikož se jedná o minimální tlak potřebný pro sfouknutí filtru, dovolím si jej zvýšit o přibližně 25 %, abych měl jistotu, že filtr bude sfouknut za každé situace. Z toho důvodu volím, že $p_1 = 400 \text{ Pa}$. Stlačený vzduch bude odebírán z centrálního rozvodu společnosti a požadovaného tlaku bude dosaženo za pomoci regulátoru tlaku.

7 Gravitační doprava po skluzu

Závěrečným krokem je návrh gravitačních dopravníků, jež jsou každý konečným bodem celého procesu. Je zřejmé, že bude potřeba vytvořit tři různé dopravníky, které si však budou velmi podobné. Úkolem všech tří gravitačních dopravníků bude dopravit filtr, který padá z pásu do další nádoby (zásobníku), tak aby se při přepravě filtr nezničil nebo se někde nezasekl.

Jelikož je potřeba zajistit co nejmenší zabor prostoru, není možné použít jednoduchý přímý skluz, ale je potřeba vymyslet sofistikovanější zařízení, jež bude možno dopravovat sfouknuté filtry do nádoby umístěné přímo pod dopravníkem. Nabízí se varianta použití asymetrického šnekového skluzu vyrobeného z plastu s nízkým odporem. Toto řešení by bylo pravděpodobně funkční a pohledově efektní, ale zároveň docela drahé.

Jednodušším a levnějším řešením, i když ne tak efektním, bude průhledná hadice o průměru 50 mm z polyuretanu vyztužená poměděným drátem na povrchu. Tato hadice je velmi ohebná, odolná a otěruvzdorná, a je možné ji skočit a připevnit tak, aby filtry padaly do připravených nádob, aniž by se poškodily. Výhodou hadice je kulatý uzavřený tvar, který zabraňuje vyletět filtrům, které by se při dopravě mírně vznesly, případně pokud by ve sfoukávacím zařízení byl větší tlak.



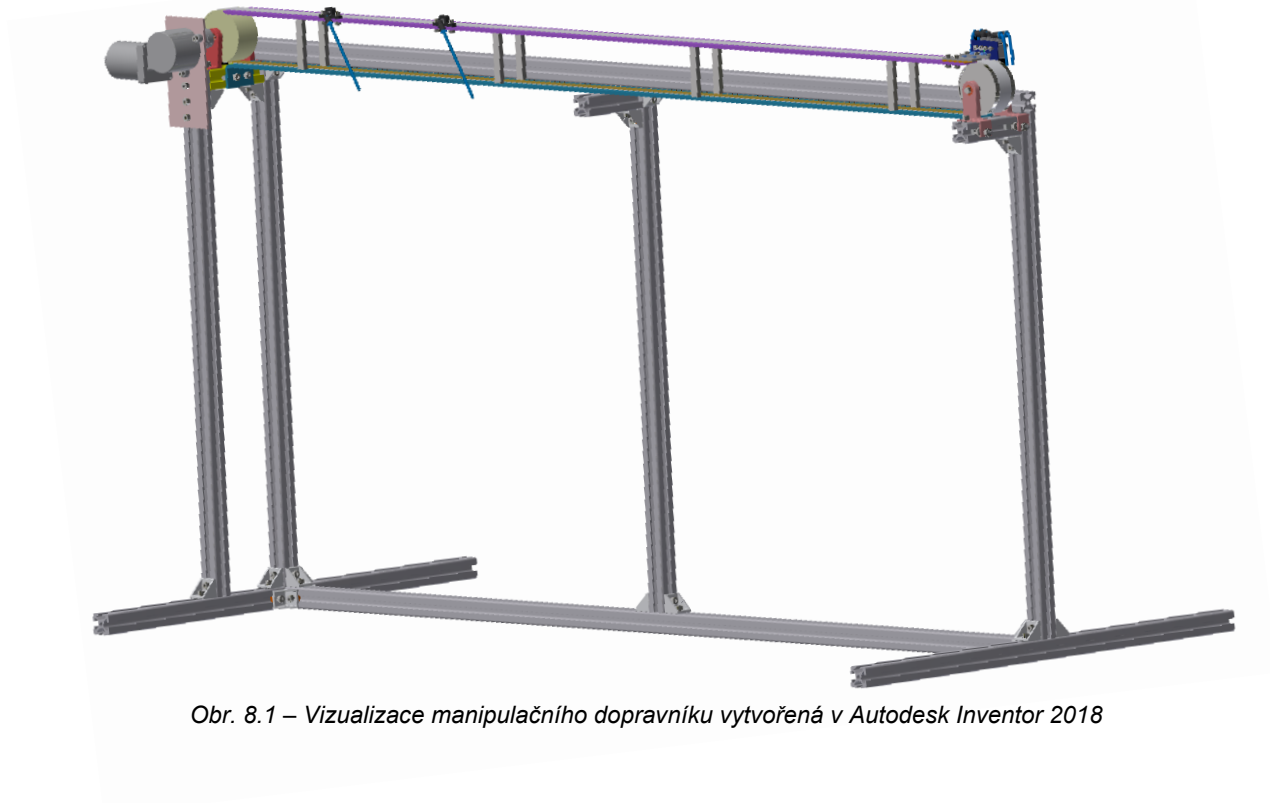
Obr. 7.1 – Průhledná polyuretanová hadice o průměru 50 mm [30]

Jedna hadice bude umístěna přímo naproti první trysce a bude končit v zásobníku na vadné filtry umístěné pod dopravním pásem. Druhá hadice bude umístěna vedle první,

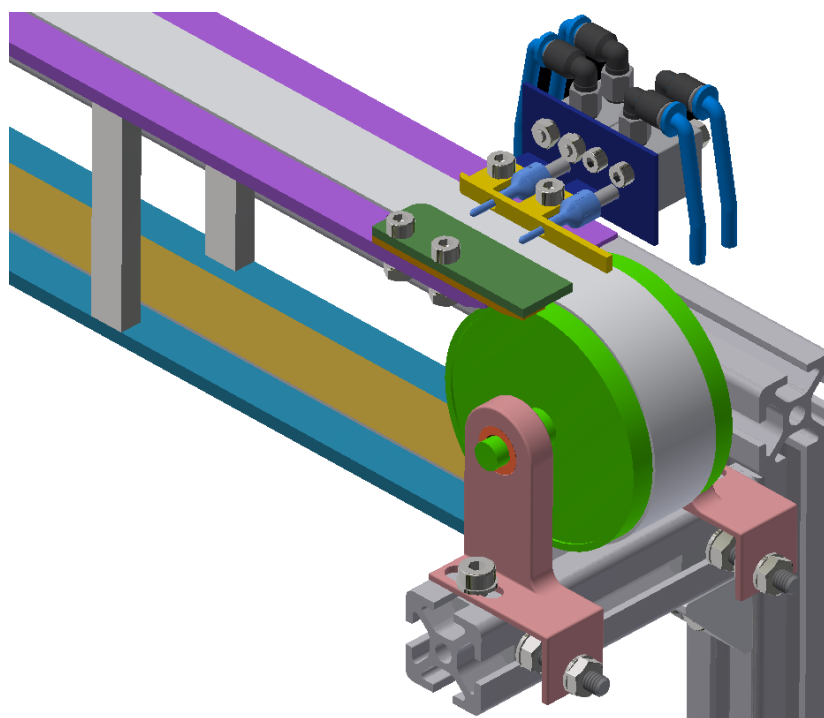
posunutá o 150 mm, přímo naproti druhé trysce a bude končit v nádobě na opravitelné filtry, taktéž pod dopravním pásem.

Třetí skluz je však specifický, jelikož filtry (specifikace optimální) přepadávají přes koncový buben a je nutné je dopravit do dalšího vibračního kruhového zásobníku umístěného za navrhovaným zařízením. Tady je již možné použít klasický rovný skluz, ale z důvodu úspory nákladů bude využita stejná vyztužená hadice z polyuretanu o průměru 50 mm jako v případě sfouknutých filtrů.

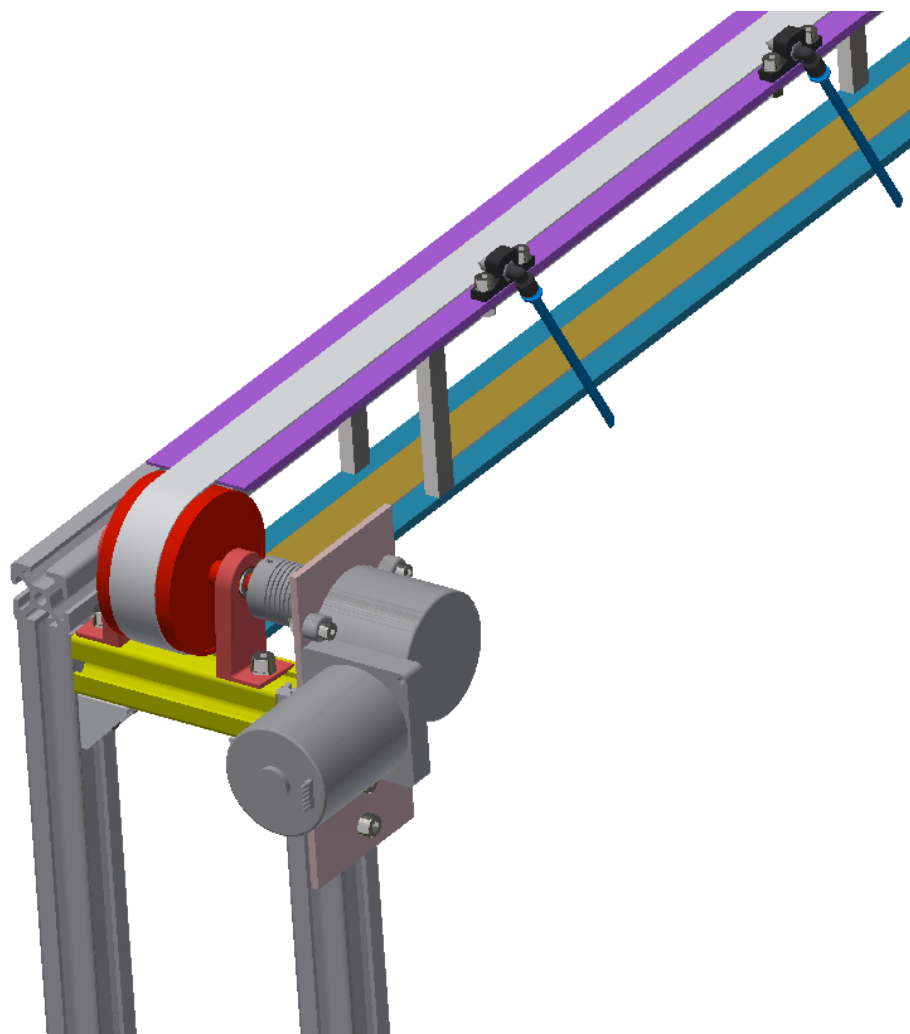
8 Vizualizace navrženého zařízení



Obr. 8.1 – Vizualizace manipulačního dopravníku vytvořená v Autodesk Inventor 2018



Obr. 8.2 – Vizualizace manipulačního dopravníku vytvořená v Autodesk Inventor 2018



Obr. 8.3 – Vizualizace manipulačního dopravníku vytvořená v Autodesk Inventor 2018

9 Závěr

Předmětem předložené diplomové práce byl návrh manipulačního dopravníku pro přepravu mikrofiltrů. Úvodní část práce se zabývala rešerší možných způsobů přepravy velmi malých kusovitých materiálů. Na základě rešeršního výzkumu byl proveden výběr čtyř variant potencionálně vhodných dopravních zařízení pro řešení problematiky této práce a ke každé variantě jsem zpracoval stručnou specifikaci.

Dalším krokem bylo zvolit vhodné varianty dopravního zařízení, respektive soustavu dopravních zařízení pro dopravu mikrofiltrů, na základě požadavků ze společnosti Wepler & Trefil s.r.o. Požadavků bylo několik, ale hlavními požadavky bylo použití vibračního dopravníku kruhového a dále pak maximální dopravní výkon čtyři kusy za vteřinu. Nejdůležitějším požadavkem však bylo navrhnout zařízení tak, aby na něj mohlo být umístěno optické měřicí zařízení, jež bude kontrolovat nadefinované rozměry filtru. Následně je filtr měřicím zařízením označen jako optimální, vadný, opravitelný a mým úkolem je navrhnout zařízení, které bude filtry separovat dle naměřené specifikace.

Zvolil jsem variantu, kdy bylo dopravní zařízení rozděleno do tří úseků, kde každý úsek měl specifické požadavky a vlastnosti, podle kterých byl pro každý úsek navrženy vhodné varianty řešení, včetně jejich kladů a záporů. Na závěr kapitoly jsem pro každý úsek zvolil nejvhodnější dopravní zařízení a vytvořil jsem konečnou sestavu dopravních zařízení v následujícím složení a pořadí: vibrační dopravník kruhový, vibrační dopravník lineární, pásový dopravník a pneumatický dopravník kombinovaný s gravitační dopravou.

Třetí kapitola se věnuje popisem a mechanicko-fyzikálními vlastnostmi filtru, jež jsou nutné pro návrh zařízení. Současně kapitola také obsahuje fotografie a nákresy dopravovaného filtru, aby přiblížila a ilustrovala specifika dopravovaného materiálu nezasvěceným čtenářům této diplomové práce.

Čtvrtá kapitola se již věnuje vlastnímu řešení. Začíná návrhem, specifikací a krátkým představením vibračního dopravníku kruhového a pokračuje návrhem a specifikací dopravníku vibračního lineárního. Jelikož bylo stanoveno, že tyto dva dopravníky budou nakoupeny jako celek od externího dodavatele, byly tedy u vibračních dopravníků specifikovány pouze hlavní rozměry a požadavky, které budou následně použity jako základní data objednávky. Průměr vibračního kruhového podavače je 400 mm a jeho objem je stanoven v rozmezí 2 až 3 litry. Je nutné, aby byl dopravník vybaven zařízením pro

orientaci dopravovaných filtrů, a aby výstupky na filtru byly na výstupu z kruhového vibračního podavače orientovány směrem dolů a při pohledu shora tvořily pomyslný tvar misky. Délka vibračního podavače lineárního je 600 mm a bude nutné konstrukci přizpůsobit šířce filtrů a instalaci dvou optických závor. Konstrukce, na které budou spočívat oba vibrační dopravníky bude odizolována od konstrukce pásového dopravníku, a to aby nedocházelo k přenášení vibrací do pásového dopravníku.

Pátá a zároveň nejdůležitější a nejdelší kapitola se zabývá návrhem manipulačního pásového dopravníku. Jedná se o pásový dopravník o délce jednoho metru, jež pro podepírání pásu využívá ocelové kluzné desky, a to jak v horní, tak i v dolní větvi. První podkapitola je zasvěcena taktovacímu zařízení, jež slouží pro taktování filtrů na pás v požadovaném množství. Dle požadavku ze zadávající společnosti se dopravní pás pohybuje konstantní rychlostí, a tak taktovací je jediné zařízení, díky kterému je možné upravit množství filtrů na páse, a tedy i dopravní výkon. Byl zvolen pneumatický píst Festo ADVC-6-5-A-P, na kterém je našroubována taktovací jehla o průměru hrotu 1,5 mm. Následně byla navržena minimální rychlost pásu, a to na základě požadavku minimální technologické mezery, tedy minimální mezery mezi dopravovanými filtry. Na základě výpočtů byla určena minimální rychlost pásu 93,4 mm/s. Dále byly vybrány dvě kluzné desky, podepírají pás, a které jsou zároveň jedním z nosných prvků dopravníku a vhodný dopravní pás pro přepravu filtrů. Byl vybrán pás 1M5 U0-U2 HP D W A v šířce 16 mm, především kvůli jeho poddajnosti a bílé kontrastní svrchní vrstvy pásu, která je kontrastní k barvě filtrů.

Dle nashromážděných dat a informací byly provedeny výpočty dle normy ČSN ISO 5048, kde byl zjištěn potřebný provozní výkon motoru pásového dopravníku 220 mW. Výpočet výkonu pásového dopravníku byl dále proveden dle graficko-početní metody, kdy vypočtený potřebný výkon byl 224 mW. Výsledky obou metod jsou téměř totožné, což potvrzuje správnost výpočtů. Pro pohon dopravníku použit elektromotor s planetovou převodovkou KWC - KD3429S1, který je k bubnu připojen pomocí spirálové spojky z hliníku typ WKAS 2019.

Poháněcí i poháněný (vratný) buben budou vyrobeny z bezešvé trubky o průměru 50 mm a budou uloženy v kluzných ložiscích ČSN 02 3499 A 6x10x6 [mm]. Vratný buben bude sloužit i pro napínání pásu. Napínání je prováděno za pomoci šroubu a vypočtená napínací

síla je 2 N. Následně byla provedena pevnostní kontrola pásového dopravníku, kde dopravník obstál bez problémů.

Závěr páté kapitoly se věnuje konstrukci navrženého pásového dopravníku. Ta je vyrobena z hliníkového konstrukčních profilů o velikosti 20 x 20 [mm]. Nejdelší a nejvíce namáhaný nosník byl pevnostně zkontrolován v software Ansys 2019 R3, výsledkem je, že nosník spolehlivě přenesse požadované zatížení.

Šestá a sedmá kapitola se věnují shazování a následnou dopravou filtrů z dopravního pásu. Sfoukávání filtru z pásu budou obstarávat dvě oddělené trysky vzdálené od sebe 150 mm, které budou sfoukávat filtry tlakem 400 Pa po dobu 0,2 s na základě informací z optického měřicího zařízení. Sfouknuté filtry budou následně putovat do průhledné polyuretanové hadice o průměru 50 mm, která bude sloužit jako skluz (gravitační doprava).

10 Seznam použité literatury

[1] Conveyor - Selection Guide. *QC Conveyors* [online]. [cit. 2019-09-04]. Dostupné z: <https://qcconveyors.com/Conveyors/Literature/literature/conveyor-selection-guide#book/12>

[2] EITEL, Lisa. Small to Big Conveyors. *Linear Motion Tips* [online]. Vydáno 2015-03-03 [cit. 2019-09-09]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/small-to-big-conveyors-get-job-specific-features/>

[3] Lite Series Small Conveyor. Mini Mover Conveyors [online]. [cit. 2019-09-09]. Dostupné z: <https://www.mini-mover.com/small-conveyors/lite-series>

[4] ŠKOPÁN, Miroslav a Jaroslav GAJDŮŠEK. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: VUT v Brně, 1988.

[5] Fedotec [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <https://www.fedotec.de/en/conveyor-belts/mini-conveyor-belt/>

[6] Destičkové článkové dopravníky. Alutec KK [online]. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/destickove-clankove-dopravniky>

[7] Dopravní a manipulační zařízení II. 342.vsb.cz [online]. Ostrava [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_2_NP.pdf

[8] Flexmove Conveyors. Dorner Conveyors [online]. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <https://www.dornerconveyors.com/europe/products/flexmove/flexmove-conveyors>

[8] Rexnord Conveyor Components. Rexnord [online]. 2015 [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: https://www.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/8rxcmpcat-en_catalog

[9] What is vibration Conveyor. Kenki Corporation [online]. 2017 [cit. 2019-11-03]. Dostupné z: <https://kenki-corporation.com/2017/10/14/what-is-vibration-conveyor-2-types-of-vibration-conveyor/>

[10] Lineární vibrační dopravníky. Libor Kříž – Vibrační technika [online]. 2017 [cit. 2019-11-03]. Dostupné z: <http://www.liborkriz.eu/cz/produkt/linearni-vibracni-dopravniky.html>

[11] Vibrační dopravník. Deskové dopravníky [online]. [cit. 2019-11-03]. Dostupné z: <http://www.deskovedopravniky.cz/gallery/lin3.jpg>

[13] ISO 1183. Methods for determining the density of non-cellular plastics. 3. ISO, 2019.

[14] *Vondra a Vondra s.r.o. - Vibrační technika* [CD-ROM]. Damníkov, 2019

[15] Vibrační kruhové zásobníky. Vibro desk s.r.o. [online]. [cit. 2019-10-13]. Dostupné z: <http://www.deskovedopravniky.cz/vibracni-kruhove-zasobniky.html>

[16] Kruhové vibrační zásobníky. ROX spol. s.r.o. [online]. [cit. 2019-10-13]. Dostupné z: http://www.rox.cz/vyrobky0210-kruhove_vibracni_zasobniky.php

[17] Kruhové vibrační podavače. Javy [online]. Otrokovice [cit. 2019-10-21]. Dostupné z: http://www.javy.cz/kruhove_frame.htm

[19] Válce s krátkým zdvihem ADVC/AEVC. Festo [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_ADVC_AEVC

[20] Chiorino 1M5 U0-U2 HP D W A. Chiorino [online]. 2018 [cit. 2020-01-03]. Dostupné z: https://www.chiorino.com/pdf/NA949_1M5U0-U2HPDWA_EN.pdf

[21] Belt Tensioning Methods for Small Package Conveyors. <https://www.dornerconveyors.com> [online]. [cit. 2019-09-04]. Dostupné z: <https://www.dornerconveyors.com/europe/resources/whitepaper/belt-tensioning-methods-for-small-package-conveyors>

[22] LANG, Roman. *PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PŘESTAVITELNÝ – NAPÍNACÍ STANICE*. Brno, 2012. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

[23] Pohony pro dopravníky. Raveo [online]. [cit. 2019-09-08]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/pohony-pro-dopravniky>

[24] Motorized pulleys for conveyors. Rulmeca [online]. [cit. 2019-09-09]. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/en/products_unit/catalogue/3/drum_motors/14/drum_motors_unit_handling

[25] Lite Series Small Conveyor. Mini MoverConveyors [online]. [cit. 2019-09-09]. Dostupné z: <https://www.mini-mover.com/small-conveyors/lite-series>

[26] GGM - Planetary geared motor, BLDC geared motor, DC geared motor, shaded pole geared motor. GAIJC. Bucheon, Gyeonnggi-do, Korea: GGM, 2019.

[27] Online katalog AluTec KK. Alutec KK [online]. [cit. 2020-03-21]. Dostupné z: <http://katalogaluteckk.aspone.cz/#>

[28] Katalog AluTec KK. Alutec KK [online]. [cit. 2020-03-21]. Dostupné z: <http://katalogaluteckk.aspone.cz/Database/pdf/cz/katalog.pdf>

[30] Polyuretanová odsávací hadice o průměru 50 mm. *ATH International* [online]. [cit. 2020-03-21]. Dostupné z: <https://www.hadice-prumyslove.cz/p/420/hadice-na-odsavani-pur-stredne-lehka-dn-50>

11 Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

DP_TIC0067-1 – Manipulační dopravník pro mikrofiltry

DP_TIC0067-2 – Buben 50x26x1,5, poháněcí

DP_TIC0067-3 – Buben 50x26x1,5, poháněný

DP_TIC0067-4 – Svařenec – nerezové kluzné desky s navařenými podpěrami

DP_TIC0067-5 – Sestavný výkres duralové konstrukce