



Návrh vstupní a výstupní části výrobní linky tepelných výměníků

Diplomová práce

Studijní program:

Autor práce:

Vedoucí práce:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Bc. Tomáš Podolský

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

Katedra výrobních systémů a automatizace





Zadání diplomové práce

Návrh vstupní a výstupní části výrobní linky tepelných výměníků

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Podolský**
Osobní číslo: S20000229
Studijní program: N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra výrobních systémů a automatizace
Akademický rok: **2021/2022**

Zásady pro vypracování:

Cílem této práce je návrh vstupního dopravníkového systému, chladicí buňky, polohovacího stanoviště a pneumatického manipulátoru pro výrobní linku tepelných výměníků. Bude provedena rešerše dopravních a manipulačních systémů. Dále bude navržena celková koncepce zařízení s rozmístěním dílčích konstrukčních uzlů. Na základě získaných poznatků, bude navržena konstrukce zařízení a zpracována jeho výrobní dokumentace.

1. Rešerše dopravních a manipulačních systémů.
2. Návrh koncepce dopravníků, chladicí buňky, polohovacího stanoviště a manipulátoru.
3. Výběr typizovaných komponent.
4. Pevnostní výpočet vybraných prvků konstrukce.
5. Tvorba výkresové dokumentace.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

dle potřeby
60 stran
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, M. HARTL a M. VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Liberec: TUL, 2016. ISBN 978-80-7494-294-5.
- [3] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy II*. Liberec: TUL, 2008. ISBN 978-80-7372-297-5.
- [4] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Praha: Albra, 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Datum zadání práce:

15. listopadu 2021

Předpokládaný termín odevzdání:

15. května 2023

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2021

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

9. května 2022

Bc. Tomáš Podolský

Anotace

Diplomová práce se zabývá návrhem vstupní a výstupní části výrobní linky tepelných výměníků. Vstupní část linky je tvořena uskupením několika pásových dopravníků spolu s chladicí stanicí pro výměníky. Následuje polohovací zařízení, které naorientuje výměník do požadované polohy pro další technologickou operaci. Výstupní část linky tvoří pneumatický manipulátor zavěšený na sloupovém jeřábu se servo řízeným balancerem. Práce obsahuje řešení používaných dopravníkových systémů a manipulátorů. Další část se zabývá konstrukčním řešením zmíněných prvků, pevnostním výpočtem konstrukčních uzlů a MKP analýzou rámu manipulátoru. Součástí práce je také návrh pneumatického obvodu manipulátoru a bezpečnostních prvků.

Klíčová slova

Dopravník, pneumatický manipulátor, polohovací zařízení, pneumatický obvod, bezpečnostní prvky

Anotation

The thesis deals with the design of a input and output sections of the production line for heat exchangers. The input section is created by joining multiple belt conveyors and adding cooling station. The next section is composed of pointing station used for founding of the heat exchanger to be used in later technological processes. Output section of the production lines is realized by pneumatic manipulator placed on mast crane equipped with servo driven balancer. The research about conveyors and manipulators is done at the beginning of the thesis. In the next part, the designing of mentioned sections is performed, which includes the strength calculation of chosen components, the FEM of the manipulator frame. The work also includes the design of a pneumatic circuit and safety elements.

Key words

Conveyor, pneumatic manipulator, pointing device, pneumatic circuit, safety elements

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat především Ing. Petrovi Zelenému Ph.D. za cenné rady a trpělivost při konzultacích a vedení během mé diplomové práce a také pánům Ing. Oldřichovi Dlouhému, Ing. Martinovi Janouškovi a Ing. Marku Holíkovi, z firmy Exactec za vstřícný přístup

OBSAH

1.	ÚVOD	11
2.	CÍLE PRÁCE	12
3.	DOPRAVA MATERIÁLU	13
4.	DOPRAVNÍKY A JEJICH ROZDĚLENÍ	14
4.1.	Dopravníky bez tažného elementu	14
4.1.1.	Skluzy	14
4.1.2.	Válečkové tratě	15
4.1.3.	Vibrační dopravníky	15
4.1.4.	Šnekové dopravníky	15
4.2.	Dopravníky s tažným elementem	16
4.2.1.	Pásové dopravníky	16
4.2.1.1.	Konstrukce pásových dopravníků	17
4.2.1.2.	Dopravníkové pásy	17
4.2.1.3.	Nosné stolice a válečky	18
4.2.1.4.	Napínací zařízení	19
4.2.1.5.	Poháněcí stanice	19
4.2.1.6.	Výpočet příkonu motoru dopravníku	20
4.2.1.7.	Určení velikost napínací síly	22
4.2.2.	Magnetické dopravníky	23
4.2.3.	Čláňkové dopravníky	24
5.	ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ A MANIPULÁTORY	25
5.1.	Jednoduchá zdvihadla	25
5.1.1.	Zvedáky	25
5.1.2.	Kladkostroje	25
5.1.3.	Navijáky	25
5.2.	Jeřábová manipulační zařízení	26
5.2.1.	Vazáky	26
5.2.2.	Závěsy	26
5.2.3.	Břemenové elektromagnety	27
5.2.4.	Nádoby	27
5.2.5.	Vakuová technika	28
5.2.6.	Pneumatické manipulátory	29

6.	NÁVRH ČÁSTÍ VÝROBNÍ LINKY	30
6.1.	Vstupní dopravníky	32
	6.1.1.Požadavky kladené na dopravníky.....	32
	6.1.2.Výpočet příkonu motoru	33
	6.1.3.Konstrukce dopravníků	35
6.2.	Chladicí buňka 37	
	6.2.1.Konstrukce chladicí buňky.....	37
6.3.	Sklopné zařízení („tipper“)	39
	6.3.1.Koncepce zařízení	39
	6.3.2.Výběr standardizovaných komponent.....	41
	6.3.2.1.Dopravník.....	41
	6.3.2.2.Pneumatické válce.....	41
	6.3.2.3.Valivá ložiska na hřídeli.....	43
	6.3.2.4.Hřidel.....	45
	6.3.3.Konstrukce sklápěcího zařízení	48
6.4.	Pneumatický manipulátor	50
	6.4.1.Tepelný výměník.....	51
	6.4.2.Koncepce manipulátoru	52
	6.4.3.Testování koncepce.....	53
	6.4.4.Výběr standardizovaných komponent.....	55
	6.4.4.1.Pneumatický válec.....	55
	6.4.4.2.Proporcionální redukční ventil	57
	6.4.4.3.Hlavní ovládací ventil a jednocestný ventil	58
	6.4.4.4.Tenzometr.....	59
	6.4.4.5.Ovládání pneumatického válce	59
	6.4.4.6.Snímání síly operátora.....	60
	6.4.5.Konstrukce 61	
	6.4.6.Pevnostní kontrola rámu	63
	6.4.7.Bezpečnostní prvky	66
7.	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	67
8.	ZÁVĚR	70

Seznam použitých zkratek

a	rameno působení tíhové síly otoče	[mm]
b	rameno působení tíhové síly výměníku	[mm]
c	rameno působení tíhové síly dopravníku	[mm]
d	rameno působení síly válce	[mm]
D	průměr bubnu dopravníku	[mm]
D_h	průměr hřídele	[mm]
D_V	Průměr válce manipulátoru	[mm]
f	koeficient tření mezi pasem a bubnem	[-]
f_p	koeficient tření mezi pasem a podpěrou	[-]
F	obvodová síla na bubnu	[N]
F_1	síla v horní větvi dopravníku	[N]
F_2	síla v dolní větvi dopravníku	[N]
F_L	síla působící na ložisko	[N]
F_N	napínací síla bubnu	[N]
F_o	ohybová síla pístnice	[N]
F_{P1}	síla pasivních odporů	[N]
F_{pv}	síla válce sklopného zařízení	[N]
F_t	třecí síla mezi výměníkem a deskou	[N]
F_V	síla válce manipulátoru	[N]
F_{vp}	síla válce prototypu manipulátoru	[N]
h	poloha ložisek na hřídeli	[mm]
k	bezpečnos hřídele	[-]
l	délka dopravníku	[mm]
l_h	délka hřídele	[mm]
m	hmotnost výměníku	[kg]
M_A	ohybový moment v místě vetknutí A	[Nm]
M_B	ohybový moment v místě vetknutí B	[Nm]
m_d	hmotnost dopravníku	[kg]
m_{de}	hmotnost desky	[kg]
M_k	krouťící moment motoru	[Nm]
m_o	hmotnost otoče	[kg]
M_o	ohybový moment na hřídeli	[Nm]

P	výkon motoru	[W]
Q	průtok vzduchu ventilem	[l min ⁻¹]
q_1	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg m ⁻¹]
q_1	měrná hmotnost pásu	[kg m ⁻¹]
R_A	Reakce v místě A	[N]
R_B	Reakce v místě B	[N]
R_e	mez kluzu materiálu hřídele	[MPa]
S_p	plocha přítlačné desky prototypu	[mm ²]
v_{max}	maximální rychlost pásu	[m. s ⁻¹]
W_o	modul průřezu v ohybu hřídele	[mm ³]
α	úhel opásání bubnu	[°]
σ_o	napětí v ohybu v hřídeli	[MPa]

1. ÚVOD

Doprava a orientace materiálu ve výrobních linkách je jedním z klíčových problémů procesu automatizace. Způsobů, jak tento problém řešit je mnoho a při návrhu a výsledné volbě finálního způsobu dopravy je nutné zohlednit mnohá kritéria. Druh výrobku, jeho skupenství fyzikální a mechanické vlastnosti.

V mnohých aplikacích dochází při postupu materiálu linkou či zařízením k jeho změnám. Často materiál mění tvar a z polotovaru se tak stává finální výrobek. V případě obráběcích center se při manipulaci ve stroji z polotovaru materiál odebírá, zatímco například ve svařovacích linkách se z polotovaru stává konečný výrobek postupným navařováním dílčích částí, součástí tím nabývá na váze i na rozměrech, čímž se přeprava a orientace mohou značně komplikovat.

Doprava však nemusí být součástí automatizačního procesu. V mnohých případech se manipulace neobejde bez lidského faktoru. Doby kdy však lidé používali pouze svou sílu k přesunu předmětů jsou již minulostí. Pomoci mohou například paletizační či vysokozdvížné vozíky, jeřáby nejrůznějších konstrukcí, které bývají čím dál tím více vybaveny speciálními prostředky pro uchopení a následnou manipulaci s břemenem.

Právě prostředky pro úchop břemen jsou specifickým tématem, neboť je lze specializovat právě tak, aby vyhovovaly přesně pro danou aplikaci. Pro manipulaci se skleněnými tabulemi je například vhodné použití přísavek oproti například obyčejnému háku používanému pro standartní pytle.

Z krátkého úvodu je zřejmé, že manipulace s materiálem a jeho orientace je nezbytnou součástí průmyslu a je nutné se jí zabývat nikoli okrajově ale jako plnohodnotnému tématu.

V rámci této diplomové práce je čtenář seznámen s problematikou dopravy a orientace materiálu jsou mu představeny druhy dopravní techniky, především dopravníky a ruční manipulátory. Jádrem práce je potom návrh vstupní dopravní části výrobní linky tepelných výměníků, která je tvořena dopravníky chladicí buňkou a polohovacím zařízením a dále výstupní částí výrobní linky, jež je tvořena ručním úchopným zařízením zavěšeným na sloupovém jeřábu.

2. CÍLE PRÁCE

Cílem práce je navrhnutí konstrukčních řešení jednotlivých částí výrobní linky na tepelné výměníky, kterému předchází řešení dopravních a manipulačních systémů.

První částí linky je systém pásových dopravníků spolu s chladicí buňkou. Cíle návrhu této části jsou:

- Koncepční návrh dopravníku dle specifikace zákazníka
- Výběr pásu a výpočet silových poměrů v páse
- Výpočet potřebného výkonu motoru
- Návrh chladicí buňky

V další části linky se nachází sklopné zařízení tzv. „tipper“, který má za úkol sklopit výměník z polohy, ve které se nachází na dopravníku do vodorovné polohy. Cíle návrhu této části jsou:

- Koncepční návrh zařízení
- Výběr standardizovaných komponent
- Pevnostní kontrola vybraných prvků

Na výstupu z linky je umístěn sloupový jeřáb, na kterém je zavěšen manipulátor pro uchopení výměníků. Cíle návrhu této části jsou:

- Koncepční návrh zařízení
- Výběr standardizovaných komponent
- Pevnostní kontrola vybraných prvků
- Výběr bezpečnostních prvků

3. DOPRAVA MATERIÁLU

Operační a mezioperační doprava

Zařízeními pro dopravu materiálu potažmo polotovarů či rovnou kompletních dílů jsou vybaveny téměř všechny poloautomatizované a automatizované linky. Tato zařízení zaručují plynulý tok materiálu mezi jednotlivými operacemi prováděnými na linkách.

Dopravníky

Základním článkem dopravy materiálu jsou dopravníky různých typů, různých provedení. Jsou podstatným prvkem pro mechanizaci a automatizaci linek. Jde o rozmanitá zařízení, proto jsou dále popsány v dalších kapitolách. [1]

Dopravované materiály

Hmoty, které jsou dopravovány, lze rozdělit do těchto tří kategorií:

- Břemena: sem patří bedny, balíky, polotovary, hotové výrobky, na kratší vzdálenosti se břemena dopravují za pomoci jeřábů.
- Tekutiny: sem patří doprava kapalin, plynů a par. K přepravě slouží čerpadla, ventilátory kompresory spolu s potrubím a armaturami.
- Sypké látky: schopnost a možnost sypání lze velmi snadno využít při manipulaci s těmito látkami. Vlastnosti jako například zrnitost, obsah vody v dopravovaných látkách, hustota a abrazivnost významně ovlivňují konstrukci dopravníku. [2]

Volba vhodného způsobu dopravy a provozních podmínek dopravníku záleží především na charakteristických vlastnostech dopravovaného materiálu. Není nutné sledovat všechny vlastnosti materiálu, záleží především na těch vlastnostech, které ovlivňují jeho chování při pohybu. Mezi tyto vlastnosti se např.: [1]

- Termodynamický stav: je charakterizován teplotou, tlakem a měrným objemem. Důležitá je zejména teplota s ohledem na limitující hodnotu, při které by mohlo dojít k nežádoucím změnám dopravovaného materiálu
- Soudržnost: je vlastnost materiálů, majících velký odpor ve smyku při malých normálních zatíženích.
- Schopnost tvořit klenby: vlastnost související se sedavostí, soudržností a lepivostí. [1]

4. DOPRAVNÍKY A JEJICH ROZDĚLENÍ

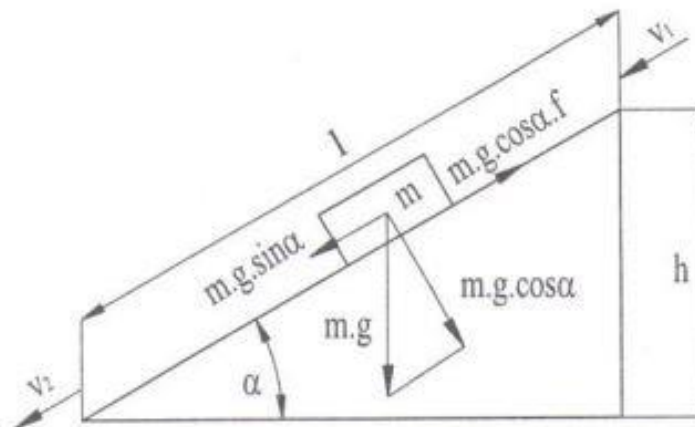
Dopravníků existuje celá řada v závislosti na jejich konstrukci, užití a principu funkce. Základní dělení lze provést na dopravníky bez tažného elementu a dopravníky s tažným elementem.

4.1. Dopravníky bez tažného elementu

4.1.1. Skluzy

Skluzy slouží k dopravě sypkých materiálů a celistvých dílů či polotovarů. Nemají pohon, k přepravě materiálu využívají gravitační síly. Lze je též využít jako zásobníky, neboť materiál, hromadící se na vstupu při zastaveném odběru, se dává opět samočinně do pohybu, jakmile se odběr znovu obnoví. Dráha skluzů může být jak rovná tak i různě zakřivená např. do oblouků či šroubovic, průřez dráhy je volen s ohledem na typ dopravovaného materiálu. Může to být žlab, deska, úhlová dráha s průřezem do V a jiné. Materiál se po skluzu dopravuje buď klouzáním nebo valením. [1]

Při výpočtu výstupní v_2 rychlosti částice z dopravního skluzu lze použít zákona o zachování energie, schéma výpočtu viz obr. 4.1.1.1.



Obrázek 4.1.1.1. Schéma skluzu [1]

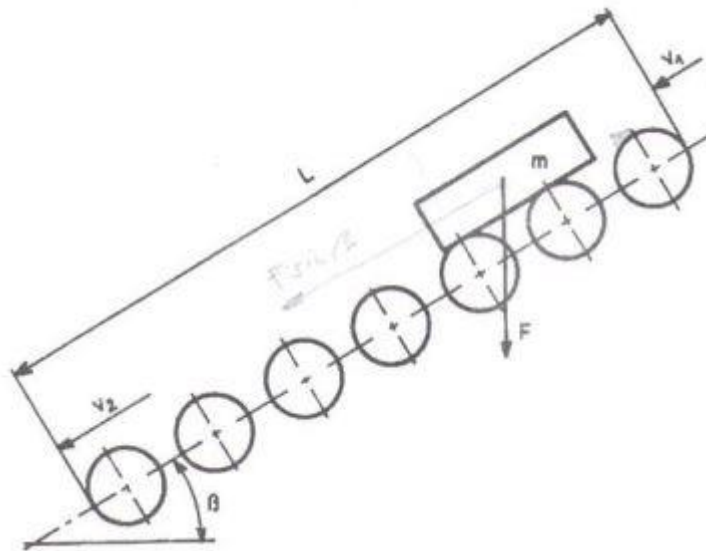
$$\frac{1}{2}m \cdot v_1^2 + m \cdot g \cdot h - m \cdot g \cdot l \cdot f \cdot \cos\alpha - \frac{1}{2}m \cdot v_2^2 = 0 \quad (1)$$

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2g(h - f \cdot l \cdot \cos\alpha)} \quad (2)$$

4.1.2. Válečkové tratě

Válečková trať je tvořena soustavou otočných válečků, které mají osy uložené v pevném rámu tratě. Dopravované předměty leží na válečkách a pohybují se směrem kolmým na jejich osy.

Pohyb předmětu může být realizován pohybovou složkou gravitační síly ve směru pohybu (gravitační trať) nebo mohou být válečky poháněné, a to buď každý váleček zvlášť vlastním motorem či ve skupinách, je-li motor společný více válečkům. [3]



Obrázek 4.1.2.1. Schéma válečkové trati [1]

4.1.3. Vibrační dopravníky

Vibrační dopravníky jsou tvořeny plechovým žlabem, lištou nebo bubnem pružně uloženým na základu nebo zavěšeným, kterému je udělen kmitavý pohyb, budičem kmitů. Částice materiálu se vlivem vibrací žlabu posouvají ve směru pohybu. [3]

4.1.4. Šnekové dopravníky

Šnekový dopravník se skládá z plechového žlabu tvaru průřezu písmene U, ve kterém rotuje šnek, uložený v několika ložiskách. Shora je žlab uzavřen plechovým víkem. Sytký dopravovaný materiál je šnekem posouván ve směru osy šneku, a to za předpokladu, že tření materiálu o stěny žlabu je větší než tření mezi materiálem a šnekem. Částice materiálu konají díky šneku křivočarý pohyb, který přispívá k promíchání materiálu. Vzhledem ke tření o stěny žlabu a o samotný šnek se nehodí dopravovat lepkavé materiály, které by vytvořily ucpávku ani materiály abrazivní a hrubozrnné. [3]

4.2. Dopravníky s tažným elementem

4.2.1. Pásové dopravníky

Pásový dopravník je jedním z nejrozšířenějších prostředků plynulé dopravy vůbec. Velká pracovní rychlost a plynulost dopravy dovolují velmi nízkou vlastní hmotnost dopravníku vztaženou na výkon (1 tuna/hod). Mezi další přednosti patří jednoduchá konstrukce, malá spotřeba energie pohonu a malé zástavbové prostory, rovněž umožňují nakládání i vykládání materiálu v libovolném místě. [2]

Pásové dopravníky se používají v různých aplikacích, kde uplatňují své přednosti například při přepravě tvarově složitějšího kusového zboží, nebo pro překonávání výškových rozdílů. Jejich použití je výhodné také při vyšších rychlostech nebo aplikacích, kde je třeba zajistit přesnou polohu zboží na páse. [4]

Rozdělení pásových dopravníků:

Podle tažného elementu:

- Dopravníky s gumovým pásem (nebo pásem z PVC)
- Dopravníky s ocelovým pásem
- Dopravníky s ocelogumovým pásem
- Dopravníky s pásem z drátěného pletiva

Podle provedení nosné konstrukce:

- Stabilní, jejichž nosná konstrukce je pevně spojena se základem
- Pojezdné a přenosné, pro malé množství a malou dopravní délku
- Přestavitelné, pro povrchové doly, velké délky a výkony [3]

Rozdělení podle pohonu:

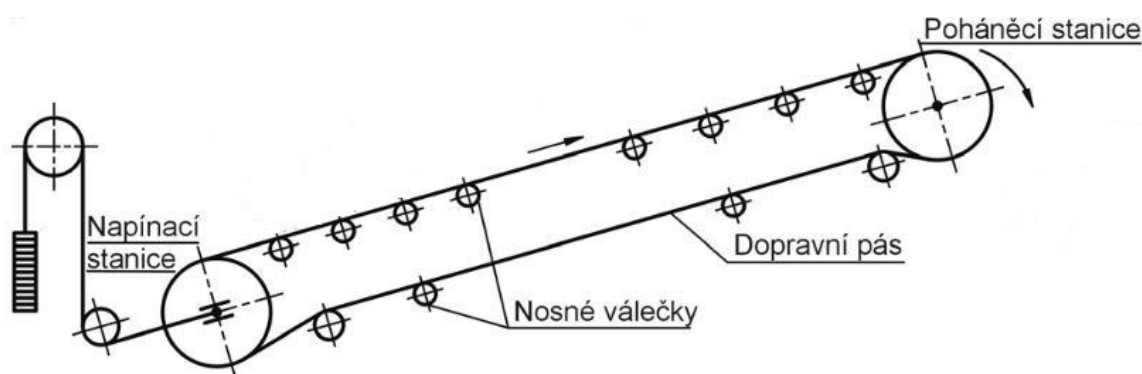
- Pohon jednometový
- Pohon vícemotorový [2]

4.2.1.1. Konstrukce pásových dopravníků

Nekonečný pás je omotán kolem dvou koncových bubnů a v délce mezi bubny je podpírán nosnými válečky, případně plechem, v horní větvi pásu (nosná část). Dolní větev pásu je podpírána menším množstvím válečků, případně vůbec.[2]

Jeden z bubnů slouží k napínání pásu, toho je docíleno uložením bubnu, které umožňuje jeho posun v ose pohybu pásu. Buben je v ose spojen s napínacím zařízením např. závažím s kladkou, pružinou, pákou nebo jiným mechanismem. Napínací ústrojí vytváří i za klidu určité předpětí v pásu. Druhý z bubnů je hnací a je tedy spojen s motorem, a to buď přímo, častěji však přes převodovku.[2]

Schéma pásového dopravníku viz obr. 4.2.1.1.1.



Obrázek 4.2.1.1.1. Schéma pásového dopravníku

4.2.1.2. Dopravníkové pásy

Dopravní pás tvoří základní prvek pásového dopravníku, plní nosnou i tažnou funkci dopravníku. Na pásy jsou kladené vysoké požadavky na mechanické vlastnosti, především je dbán zřetel na pevnost v pásu v tahu, která udává maximální sílu v pásu.

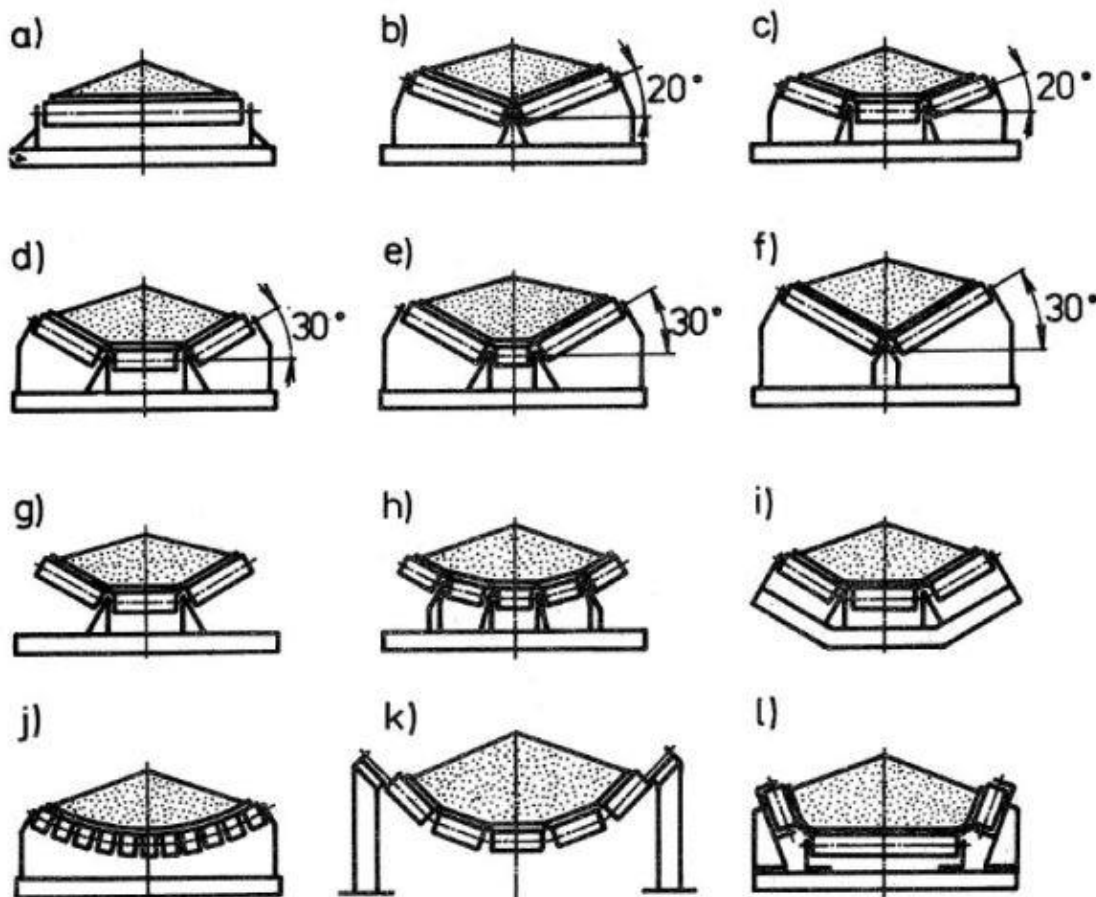
Pásy mohou být dodávány buď spojené tzv. o určité předepsané vnitřní délce podobně jako klínové řemeny nebo nespojené, navinuté do cívky. [2]

Požadavky kladené na pásy:

- Vysoká odolnost proti otěru
- Vysoká podélná tuhost (malé prodloužení pásu)
- Vysoká životnost
- Vysoký poměr pevnosti a hmotnosti
- Schopnost odolávat střídavému namáhání [5]

4.2.1.3. Nosné stolice a válečky

Nosné stolice nesou dopravní pás mezi dvěma koncovými bubny v pracovní i vratné větvi, stolice je odnímatelně připojena k nosné konstrukci dopravníku. Válečková stolice určuje tvar průřezu pásu. Pro sypké materiály je nejčastější korýtkový nebo rovný tvar.[3] Druhy válečkových stolic jsou zobrazeny na obr.4.2.1.3.1.



Obrázek 4.2.1.3.1. Druhy válečkových stolic [5]

I při korýtkovém provedení stolic je profil pásu v dolní (vratné) větvi pásu rovný. Pro co nejlepší podepření pásu v horní větvi byla zavedena konstrukce tzv. girlandové stolice (obr. 3.2.1.3. j, k), vybavena ocelovým lemem otočně zavěšeným v rámu dopravníku. Na laně jsou pevně nasazeny nosné kladky, které se za chodu otáčejí spolu s lanem. Lano spolu s velkým počtem kladek umožňuje pásu volný průhyb. Výhodou takovýchto stolic ve srovnání se standardními je menší hmotnost, menší hmotnost a menší opotřebení pásu. Jejich značnou nevýhodou je až dvojnásobný odpor při otáčení kladek [3]. Pro dopravníky kusových materiálů se používají rovné válečkové stolice.

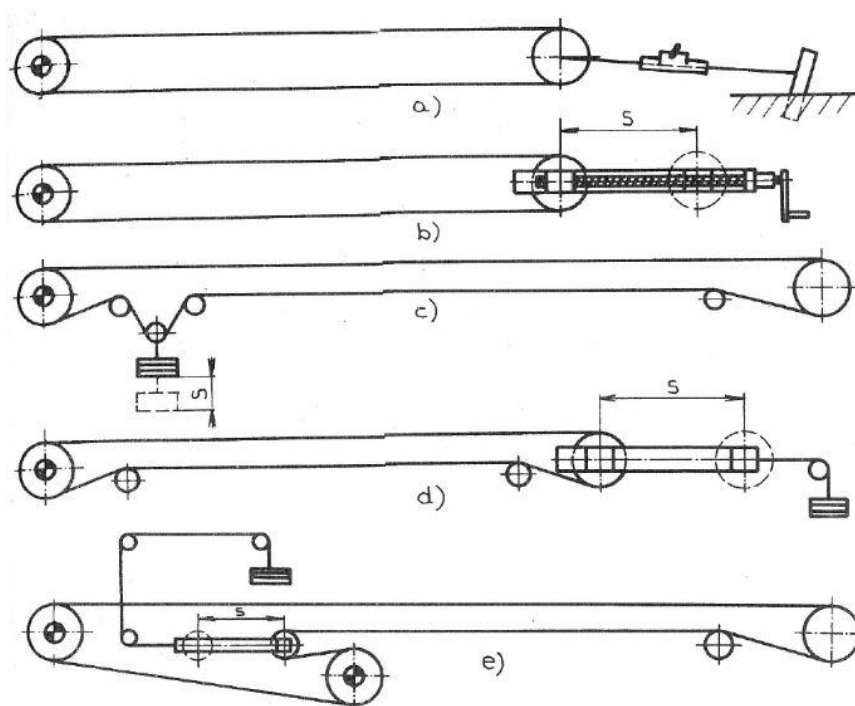
4.2.1.4. Napínací zařízení

Pás musí být dostatečně napnutý, jelikož přenos obvodové síly z bubnu na poháněný pás je uskutečněn třením. Potřebný posuv napínacího bubnu se uvádí ve standartních případech přibližně 2% dopravní délky.

V případě dopravníků do délky 30 m se pás napíná pomocí šroubů, kdy je napínací buben uložen na saních. Sání je možno napínacími šrouby posouvat. Nevýhodou je obtížné seřízení, jelikož je nutné napnout oba konce vratného bubnu rovnoměrně, aby nedocházelo k sesouvání pásu z bubnu.

U delších dopravníků je pás napínán závažím přes koncový napínací buben nebo smyčkou v dolní větvi.[3]

Příklady napínacích zařízení viz obr 4.2.1.4.1

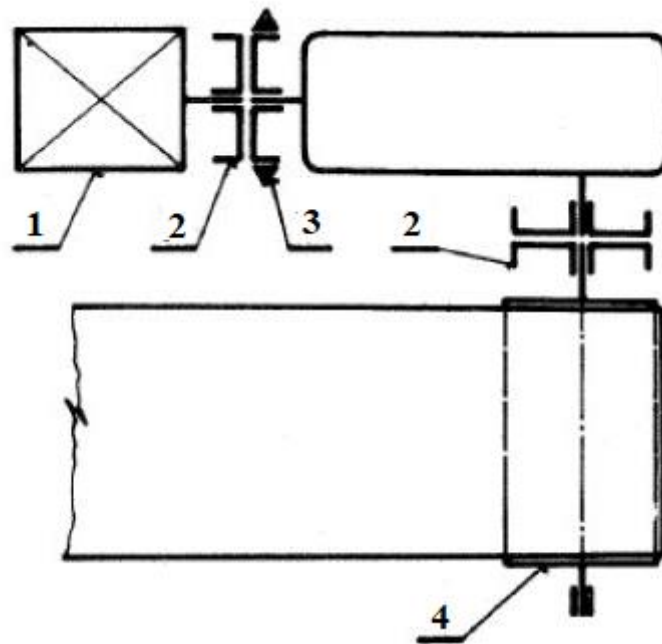


Obrázek 4.2.1.4.1. Typy napínacích zařízení [5]

4.2.1.5. Poháněcí stanice

Vyskytují se různá konstrukční provedení a uspořádání pohonu. Základní uspořádání je zobrazeno na obr.4.2.1.5.1, jedná se o pohon s elektromotorem, kuželočelní převodovou skříní na samostatném rámu.

Veškeré části hnacího mechanismu jsou spojeny pružnými spojkami. Takto uspořádaný pohon umožňuje snadnou údržbu i výměnu jednotlivých částí. (1-elektromotor, 2- pružné spojky, 3- pásová brda, 4- hnací buben) [3]



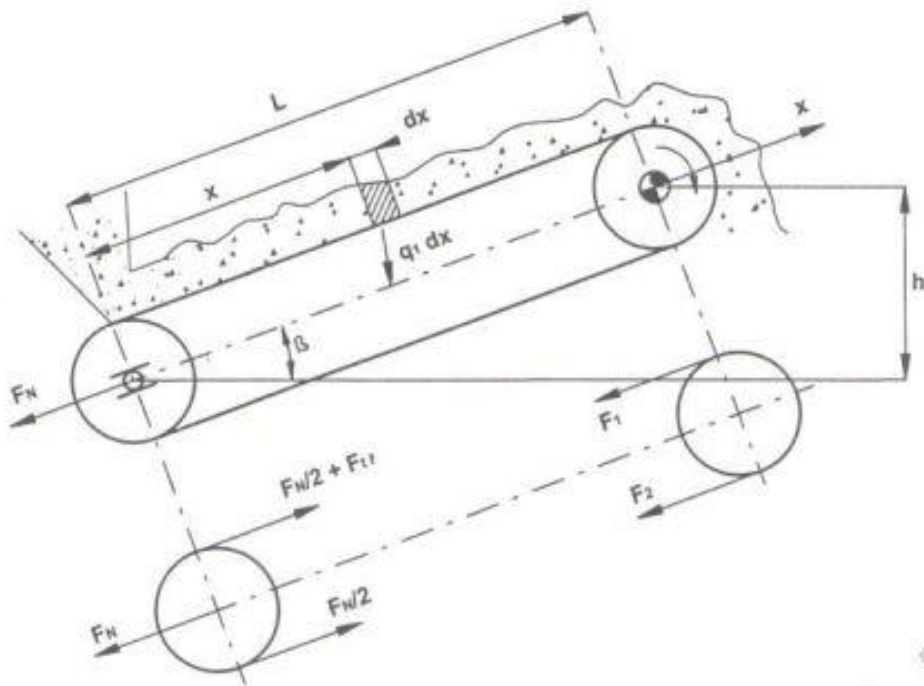
Obrázek 4.2.1.5.1 Schéma poháněcí stanice

V dnešní době lze také kromě tradičních pohonů využít pohony bubnové, které lze zabudovat přímo do hnacího bubnu.

Bubnové pohony se vyznačují především nízkými nároky na zástavbový prostor vysokou účinností a dlouhou životností. Velké uplatnění nachází především v potravinářském průmyslu, kde je kladen důraz na použité materiály. Bubnové pohony jsou používány pro pásové dopravníky s hladkými, modulárními i destičkovými pásy. [6]

4.2.1.6. Výpočet příkonu motoru dopravníku

Pro pohon hnacího bubnu se používá asynchronních motorů s kotvou nakrátko, pro menší výkony, nebo s kotvou kroužkovou [1]. Ke zvolení motoru o správném výkonu lze použít rovnice 3. -12. Schéma pro výpočet je zobrazeno na obr. 4.2.1.6.1.



Obrázek 4.2.1.6.1 Schéma pro výpočet pásového dopravníku [1]

Příkon motoru

$$P = F \cdot v \quad (3)$$

$$F = F_1 - F_2 \quad (4)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha f} \quad (5)$$

F - obvodová síla na hnacím bubnu

v - obvodová rychlost pásu

F_1, F_2 - tahy v pásu

α - úhel opásání

Rovnováha v horní větvi

$$F_{x1} = \frac{1}{2} F_N + F_{tř} + F_{q1} + F_{p1} \quad (6)$$

F_N - napínací síla

$F_{tř}$ - síla pro překonání tření

Složka tíhy- F_{q1}

$$F_{q1} = \int_0^x q_1 \cdot g \cdot \sin\beta \, dx + q_2 \cdot g \cdot x \cdot \sin\beta \quad (7)$$

q_1 - hmotnost materiálu na 1 m pásu

q_2 - hmotnost 1 m pásu

Složka pasivních odporů F_{p1}

$$F_{p1} = \int_0^x q_1 \cdot g \cdot \cos\beta \, dx \cdot f_p + q_2 \cdot g \cdot x \cdot \cos\beta \cdot f_p \quad (8)$$

f_p - součinitel pasivních odporů (válečků nebo tření o podporu)

Rovnováha v dolní větvi

$$F_{x2} = \frac{1}{2} F_n + F_{q2} - F_{p2} \quad (9)$$

Složka tíhy..... $F_{q2} = q_2 \cdot g \cdot x \cdot \sin\beta$ (10)

Složka pasivních odporů..... $F_{p2} = q_2 \cdot g \cdot x \cdot \cos\beta \cdot f_p$ (11)

Moment motoru pro překonání dopravní výšky a pasivních odporů

$$M_v = F \cdot \frac{R}{i \cdot \eta} \quad (12)$$

R- poloměr hnacího bubnu

i- převod mezi motorem a převodovkou

η - účinnost převodovky

4.2.1.7. Určení velikost napínací síly

Ze znalostí průběhu tahových sil v pásu lze dále určit nejenom potřebný zdvih napínacího zařízení ale také potřebná napínací síla. Pás napínáme pro přenos obvodové síly z bubnu na pás pomocí tření kvůli zabránění průhybu dopravního pásu. [7] Výpočet napínací síly pásu viz rovnice (13) a (14).

Při pohonu na přepadávacím konci pásu (13)

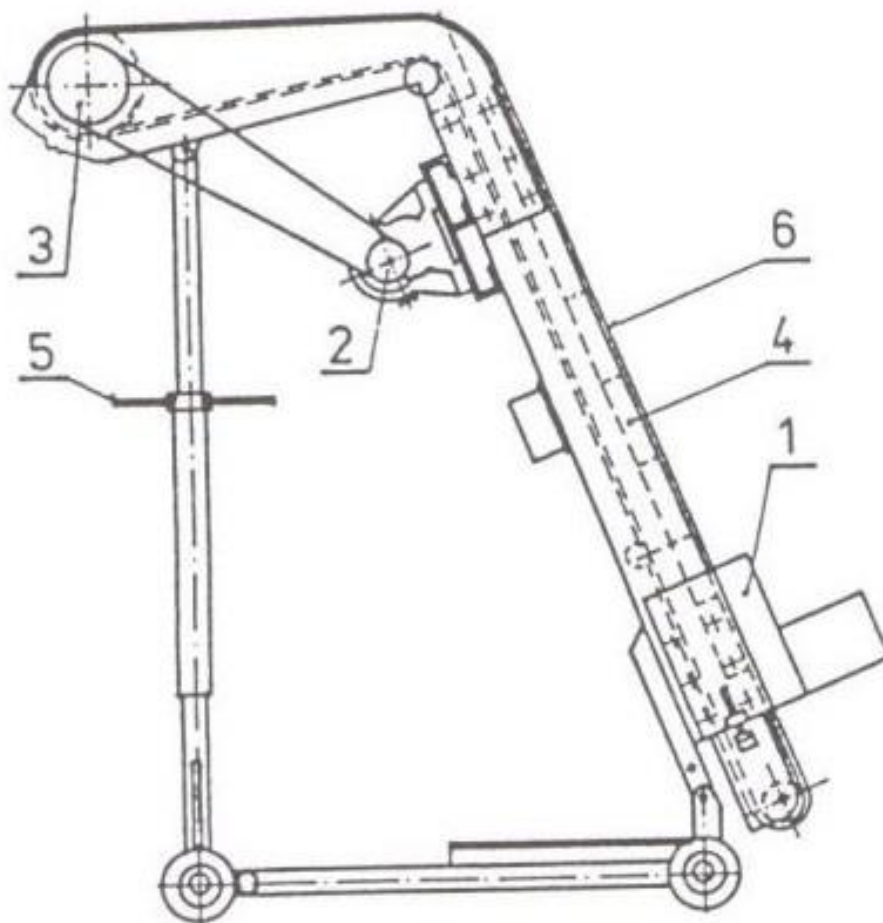
$$F_N = 2(F_2 \pm q_2 \cdot g \cdot h)$$

Při pohonu na podávavím konci pásu (14)

$$F_N = 2(F_1 \pm q_2 \cdot g \cdot h)$$

4.2.2. Magnetické dopravníky

Používají se pro dopravu nebo tažení ocelových předmětů menších rozměrů, např. plechových obalů. Výhodou magnetických dopravníků je tichý chod a sklon až 70°. Příklad Magnetického dopravníku viz obr. 4.2.2.1.



Obrázek 4.2.2.1 Schéma magnetického dopravníku

Násypka (1) je upevněna na nosné konstrukci. Nahoře je umístěn motor (2) a hnací buben (3). Buben je uložen na kyvném rameni, které lze přesouvat šroubem a maticí a tím tak měnit opravní výšku. Nosná konstrukce spolu s ramenem a násypkou jsou vyrobeny z nemagnetického materiálu. Permanentní magnety (4) jsou uloženy v rámu tak, aby výsledné magnetické pole bylo rovnoměrné. Pás (6) se pohybuje nad magnety a unáší dopravovaný materiál v magnetickém poli. Pásky bývají zpravidla z PVC.[1]

4.2.3. Článekové dopravníky

Obecně se jedná o dopravníky, jejichž dopravním prostředkem jsou řetězy s články. Díky svému všestrannému využití se používají především k dopravě kusového zboží. Rozměrově bývají podobné pásovým dopravníkům, rychlost se však volí nižší kvůli rázům mezi články řetězu a řetězovým kolem a také vzhledem k nerovnoměrnosti chodu.[1]

Dle tvaru článků rozdělujeme dopravníky na:

- Dopravníky laťkové
- Dopravníky s plochými články
- Dopravníky s postranicemi
- Dopravník s komorovými články (kabelkové)

5. ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ A MANIPULÁTORY

Zdvihacím zařízením rozumíme souhrn konstrukčních prvků, zařízení a mechanismů sloužících k manipulaci s těžkými břemeny nestejných rozměrů i hmotností horizontálním i vertikálním směrem a jejich případným setrváním v požadované výšce. Pohony takových zdvihacích zařízení lze rozdělit na ruční, pneumatické, hydraulické, elektrické i poháněné spalovacím motorem.[8]

5.1. Jednoduchá zdvihadla

Jednoduchá zdvihadla jsou malá zařízení co nejmenších hmotností, která nacházejí uplatnění při fyzicky náročných činnostech, při kterých by využití složitějších zařízení bylo ekonomicky i konstrukčně nevýhodné. Nejčastějším pohonem je pohon ruční, který lze snadno nahradit pohonem elektrickým.[8]

5.1.1. Zvedáky

Slouží ke zvedání velmi těžkých břemen, avšak jen do velmi malých výšek. Jejich využití je široké a to především u pomocných prací. Nejčastějším pohonem zvedáků je pohon ruční a zvedáky jsou poté v provedení hřeblové nebo šroubové. Další pohony mohou být pohon pneumatický nebo pohon hydraulický [9]

5.1.2. Kladkostroje

Kladkostroje jsou zařízení sestavená z kladek, mezi kterými je nataženo lano. Slouží k vertikálnímu zvedání a spouštění středních a větších břemen do výšky několika metrů. Je zavěšen na pevné konstrukci, visuté kočce nebo výložník otočného jeřábu. Pohony kladkostrojů bývají ruční nebo elektrické. Dělí se na násobné šnekové a kladkostroje s čelními koly[9]

5.1.3. Navijáky

Navijáky jsou určeny pro zdvihání břemen pomocí ocelového lana, které se postupně navíjí na buben. Navijáky jsou poháněny ručně nebo motorem. Mohou zdvihat břemeno až do několika desítek metrů.[8] Podle počtu bubnů můžeme rozlišovat navijáky jednobubnové, dvou bubenové a třibubnové. Pro lepší navíjení lana na buben mohou být na bubnu tzv. řadiče lan. [9]

5.2. Jeřábová manipulační zařízení

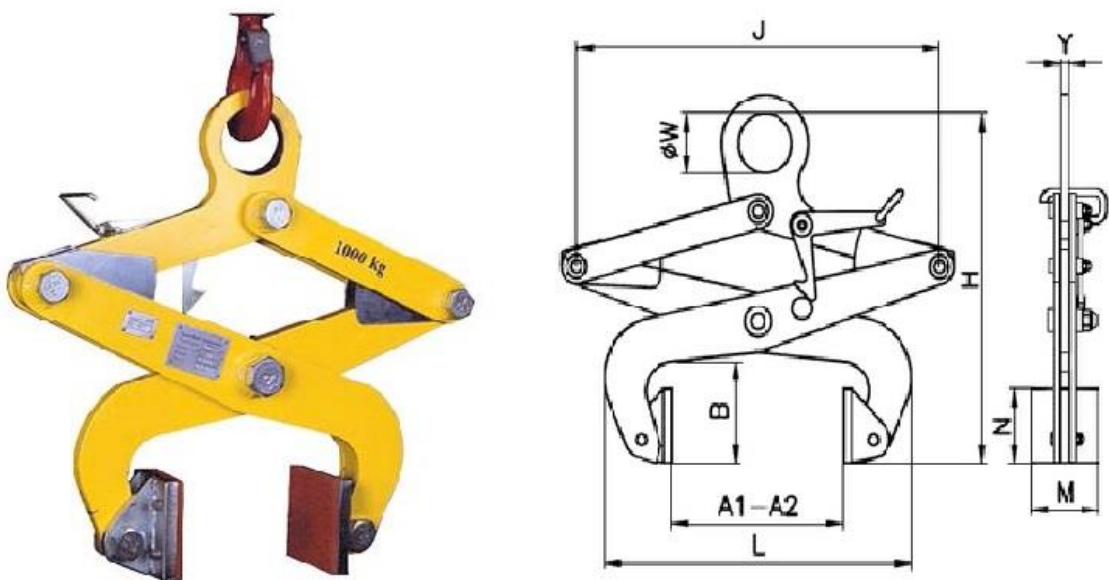
Jeřábová manipulační zařízení jsou hlavně prostředky sloužící k uchopení břemen, přepravovaných zdvihacími zařízeními. Podle jejich konstrukčního provedení tyto prostředky dělíme na: vazáky (lana a řetězy), traversy, závěsy, svěrky, kleště, břemenové elektromagnety, nádoby, vakuová chapadla a uchopovací prostředky pro kontejnery.[10]

5.2.1. Vazáky

Vazáky se používají k uchopení jednotlivých kusových břemen, která se zavěšují přímo na hák jeřábu nebo na pomocný mezičlánek. Těleso zavěšené na háku musí mít stabilní polohu. Vázací lana jsou buď konopná nebo ocelové. [10]

5.2.2. Závěsy

Závěsy se vyrábí buď s třecími držáky nebo s chapadly. U třecích závěsů je břemeno drženo ve třecím držáku určitou silou, která je vyvozena tíhou břemene a zvětšována vhodným převodovým poměrem. Vzniklá třecí síla je následně větší než tíha břemene (nastává samosvornost). U závěsů s chapadly bývají chapadla zavěšena kyvně na příčných traverzách a jsou přizpůsobena tvaru břemena.[10] Příklad třecího závěsu jsou svěrné kleště, viz. obrázek 5.2.2.1.



Obrázek 5.2.2.1 Třecí svěrací kleště [11]

5.2.3. Břemenové elektromagnety

Slouží k přepravě magnetických materiálů, především třísek šroubů, housek, ingotů, plechů. S rostoucí teplotou materiálu klesá únosnost elektromagnetů, teplota materiálu by neměla přesáhnout 700°, kdy je únosnost téměř nulová. Další limitací je složení materiálu, kdy ocel s obsahem manganu nad 7 % již nelze přepravovat. Břemenové elektromagnety mohou nabývat velkých rozměrů a mají velké nosnosti a různé tvary.[10] Magnety mohou být napájené z baterií či jiných akumulátorů. Příklad Zvedacího elektromagnetu je zobrazen na obrázku 5.2.3.1. Magnet je vhodný pro aplikace s nadzemními jeřáby pro ocelové hranoly a desky a je vhodný pro manipulaci v ocelárnách s materiálem do teploty 650°C. [12]



Obrázek 5.2.3.1 Břemenový elektromagnet DIMET EMG F [12]

5.2.4. Nádoby

Slouží pro přepravu sypkých materiálů pomocí jeřábu. Nádoba je zavěšena na háku jeřábu a je možno ji překloupat do vodorovné osy, čímž dojde k jejímu vyprázdnění. Plnění nádob je ruční nebo mechanické, často samočinné např. přímo z dopravníku. [10,]

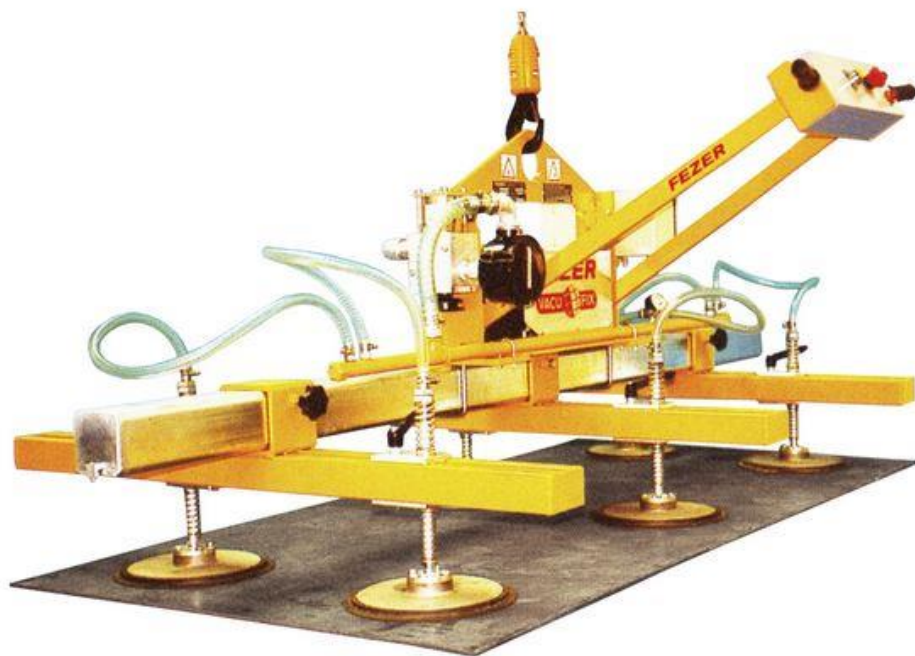
5.2.5. Vakuová technika

Vakuová chapadla se běžně používají pro malé i velké hmotnosti břemene. V principu jsou tvořena nosným rámem, obvykle ve tvaru skříňového nosníku zavěšeného pomocí háku na jeřábu. Na nosníku jsou připevněny přísavky, tak aby je bylo možno v případě potřeby přestavit. Přestavení je většinou ruční. Vakuum je tvořeno pomocí vývěvy nebo dnes již pomocí ejektoru. Úroveň vakua měří vakuový snímač. [10]

„Vakuové manipulátory jsou manipulační zařízení určené ke zdvihání břemen pomocí jeřábu. Uchopení břemene se provádí pomocí přísavek, v nichž je vytvořen podtlak, který udržuje břemeno v průběhu manipulace. Podle způsobu vytvoření podtlaku se vakuové manipulátory dělí na samopřísavné a elektro-vakuové.“ [13]

Samopřísavné manipulátory pracují bez přívodu energie, kdy je podtlak vytvářen účinkem tíhy břemene.

Elektrovakuové manipulátory jsou vybaveny vakuovou pumpou nebo ejektorem a pro vytváření vakua potřebují přívod energie. Pro udržení vakua je za vakuovou pumpu umístěn jednosměrný ventil. [13] Na obrázku 5.2.5.1. je zobrazen elektrovakuový manipulátor značky Tedox.



Obrázek 5.2.5.1 Elektrovakuový manipulátor [13]

5.2.6. Pneumatické manipulátory

Pneumatické manipulátory využívají ke své činnosti stlačeného vzduchu. Jsou schopny disponovat velkými uzavíracími silami. Jejich použití je ekologicky čisté.

Lze je snadno na dálku aktivovat a tím se vyznačují značnou rychlostí a snadností použití. Bezpečnost je zajištěna díky pneumatickým komponentám, které jsou v průmyslu často používány.

Lze je používat pro přemísťování nejrůznějších objektů např. kola automobilů, traverzy, automobilové sedačky a další.[14]

Příklad pneumatického manipulátoru na automobilová kola je zobrazen na obrázku. 5.2.6.1.



Obrázek 5.2.6.1 Pneumatický manipulátor firmy Andron HANDLING [14]

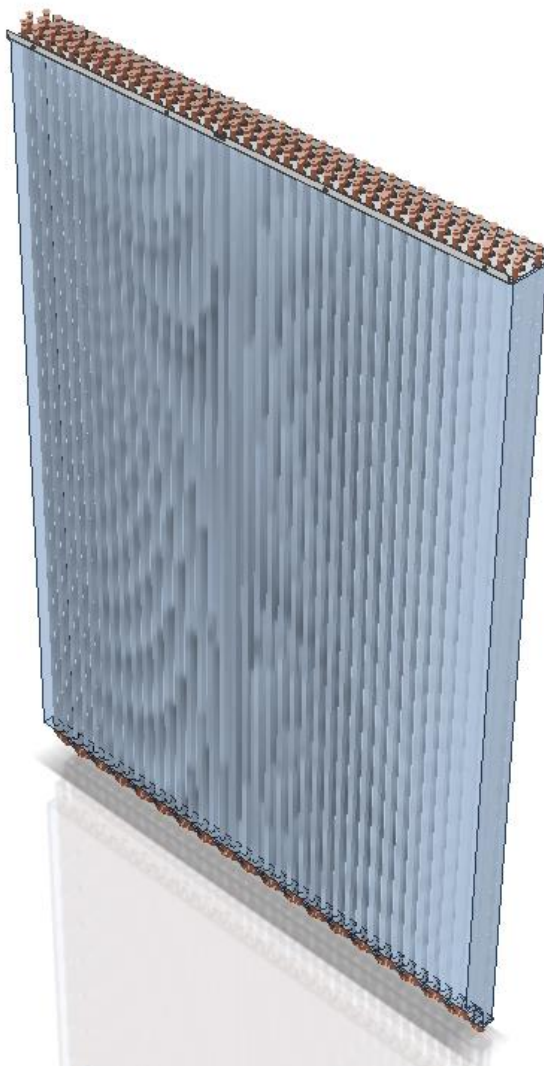
6. NÁVRH ČÁSTÍ VÝROBNÍ LINKY

Do výrobní linky vstupují rovné tepelné výměníky na pásových dopravnících, pohyb na dopravnících je přerušovaný s intervalem přibližně 1 minuta. Na některých pozicích dochází k pájení fittingu na výměníky. Dále výměník pokračuje do chladicí buňky, aby mohla pájka zchladnout. Další pozice je tzv. „tipper“, který má za úkol výměník položit na dopravník, který výměník dopraví k hlavní části linky, kde dojde k jeho ohnutí.

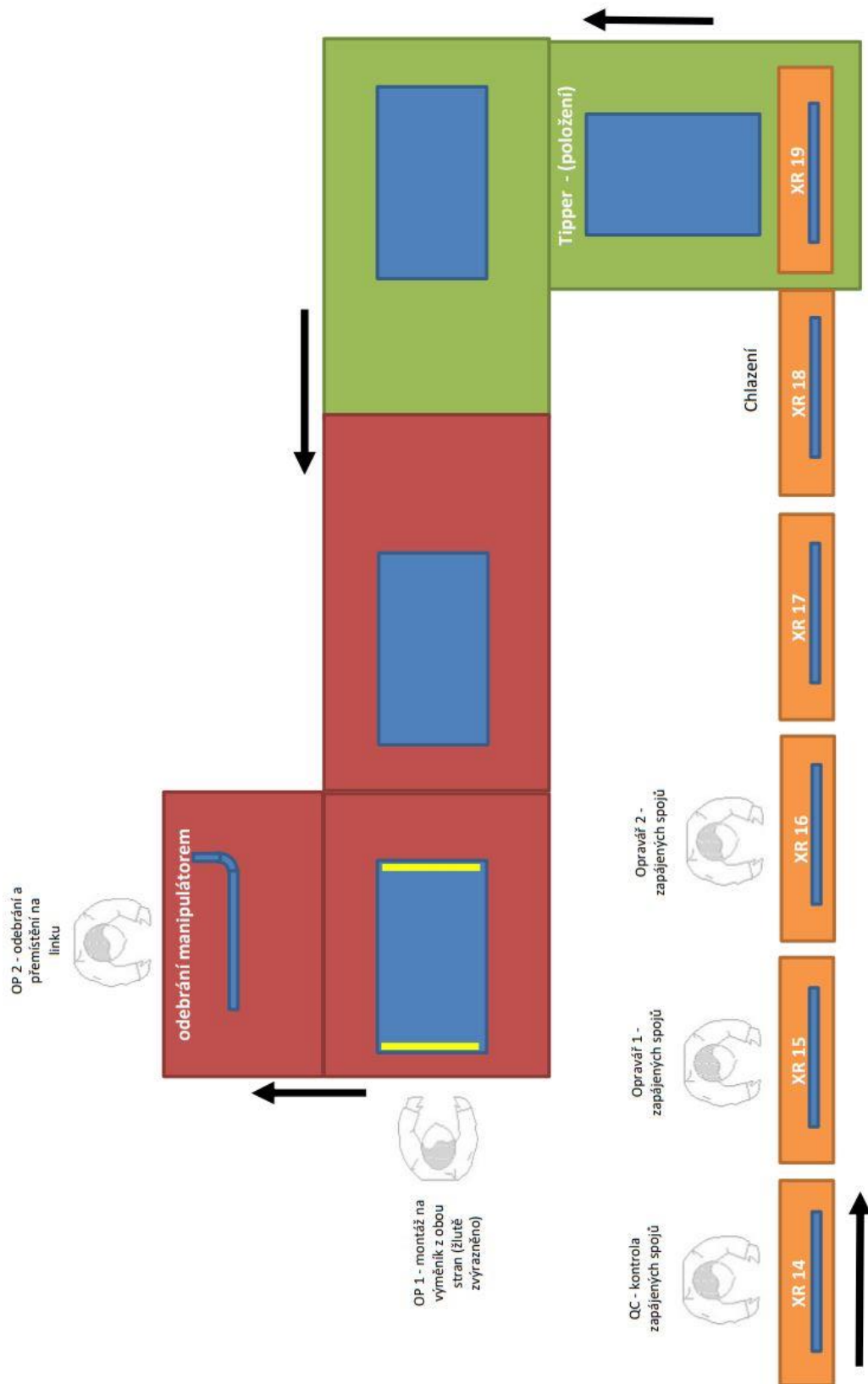
Na výstupu linky je ohnutý výměník odebírán operátorem za pomoci ručního manipulátoru zavěšeného na sloupovém jeřábu se servopohonem, který kompenzuje hmotnost výměníku a usnadňuje tak operátorovi práci.

Schéma výrobní linky je zobrazeno na obr. 6.2.

Tepelné výměník viz obr.6.1. se liší velikostí i hmotností. Nejtěžší tepelný výměník váží 24,5 kg.



Obrázek 6.1 Tepelný výměník



Obrázek 6.2 Layout linky

6.1. Vstupní dopravníky

Na požadavky zákazníka bylo rozhodnuto použití pásových dopravníků k dopravě tepelných výměníků.

Z layoutu linky je zřejmé že samostatně stojících dopravníků je 5 (pozice XR 14-XR 18). Pozice XR18 je pozice s chladicí buňkou, kdy je dopravník umístěn do buňky s větráky a odsáváním, které slouží jednak pro chlazení a pro odsátí drobných částecek okují. Pozice XR 19 je již výše zmíněný tipper, tedy položení výměníku.

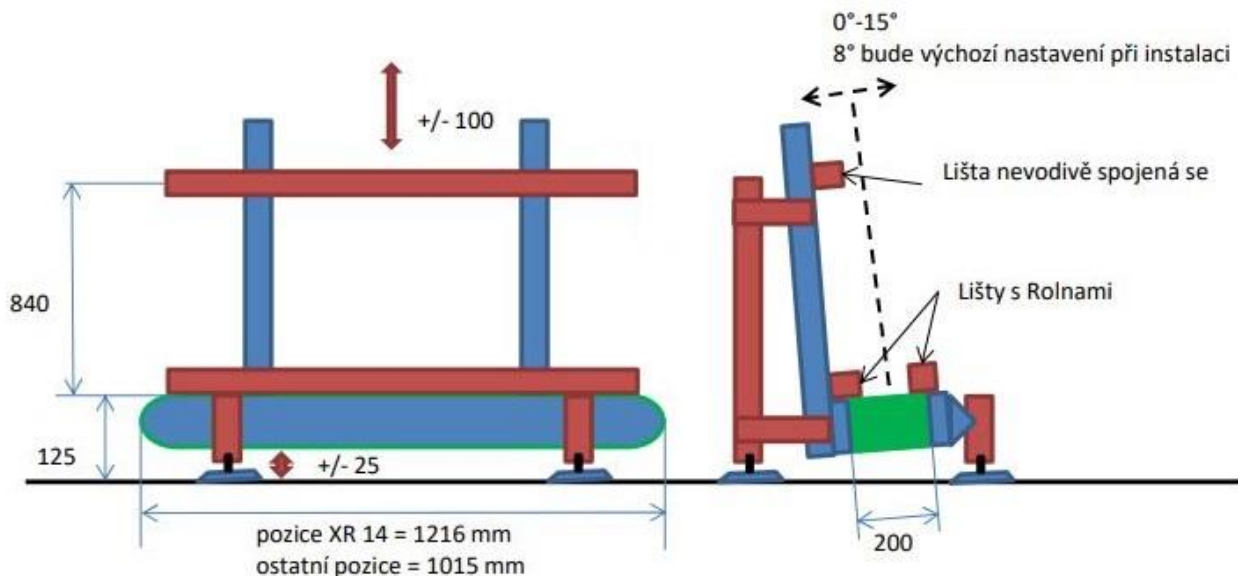
6.1.1. Požadavky kladené na dopravníky

Na dopravníky jsou zákazníkem kladeny následující nároky a specifikace:

- Rychlost dopravníku $0,3\text{m/s} \pm 0,1\text{m/s}$
- Dopravník musí mít možnost naklonění $0-15^\circ$, primární naklonění je 8°
- Šířka pásu 200 mm
- Pás musí být teplotně odolný, kvůli odkapávající pájce
- Naváděcí lišta musí být nevodivě spojena s rámem

Technická specifikace pásu viz příloha A.1.

Obr. 6.1.1. zobrazuje další podrobnosti specifikace zákazníka.



Obrázek 6.1.1.1 Specifikace dopravníků

Regulace rychlosti pásu je realizována pomocí frekvenčního měniče.

6.1.2. Výpočet příkonu motoru

Příkon

$$P = F \cdot v_{max} \quad (15)$$

Obvodová síla na bubnu

$$F = F_1 - F_2 \quad (16)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha f} \quad (17)$$

$$F = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\alpha f}}\right) \quad (18)$$

Jelikož jsou dopravníky vodorovně je jediná síla, která působí na pás síla pasivních odporů F_{P1}

$$F_{P1} = m \cdot g \cdot f_p + q_2 \cdot l \cdot g \cdot f_p \quad (19)$$

Z kapitoly 4.2.1.7 vyplívá že napínací síla bude v našem případě stejně velká jako síla pasivních odporů

$$F_N = F_{P1} \quad (20)$$

Pro sílu v horní větvi pásu tedy platí

$$F_1 = F_{P1} + F_N \quad (21)$$

$$F_1 = 2 \cdot (m \cdot g \cdot f_p + q_2 \cdot l \cdot g \cdot f_p) \quad (22)$$

A moment na bubnu dopravníku je

$$M_k = F \cdot \frac{D}{2} \quad (23)$$

Hodnoty potřebné pro výpočet:

Hmotnost výměníku	$m = 24,5 \text{ kg}$
Měrná hmotnost pásu	$q_2 = 0,7 \text{ kg/m}$
Délka dopravníku	$l = 1\,216 \text{ mm}$
Koeficient tření mezi bubnem a pásem	$f = 0,45$
Koeficient tření mezi pásem a podpěrou	$f_p = 0,35$
Úhel opásání bubnu	$\alpha = 180^\circ = \pi \text{ rad}$
Maximální rychlost pásu	$v_{max} = 0,4 \text{ m/s}$

Z rovnice (22) vyhází síla v horní větvi pásu:

$$F_1 = 2 \cdot (24,5 \cdot 9,81 \cdot 0,35 + 0,7 \cdot 1,216 \cdot 9,81 \cdot 0,35) = 174 \text{ N} \quad (24)$$

A následně dosazením F_1 do rovnice (18) je obvodová síla:

$$F = 174 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\pi \cdot 0,45}}\right) = 131,6 \text{ N} \quad (25)$$

Dosazením obvodové síly F do rovnice (15) dostaneme potřebný příkon motoru:

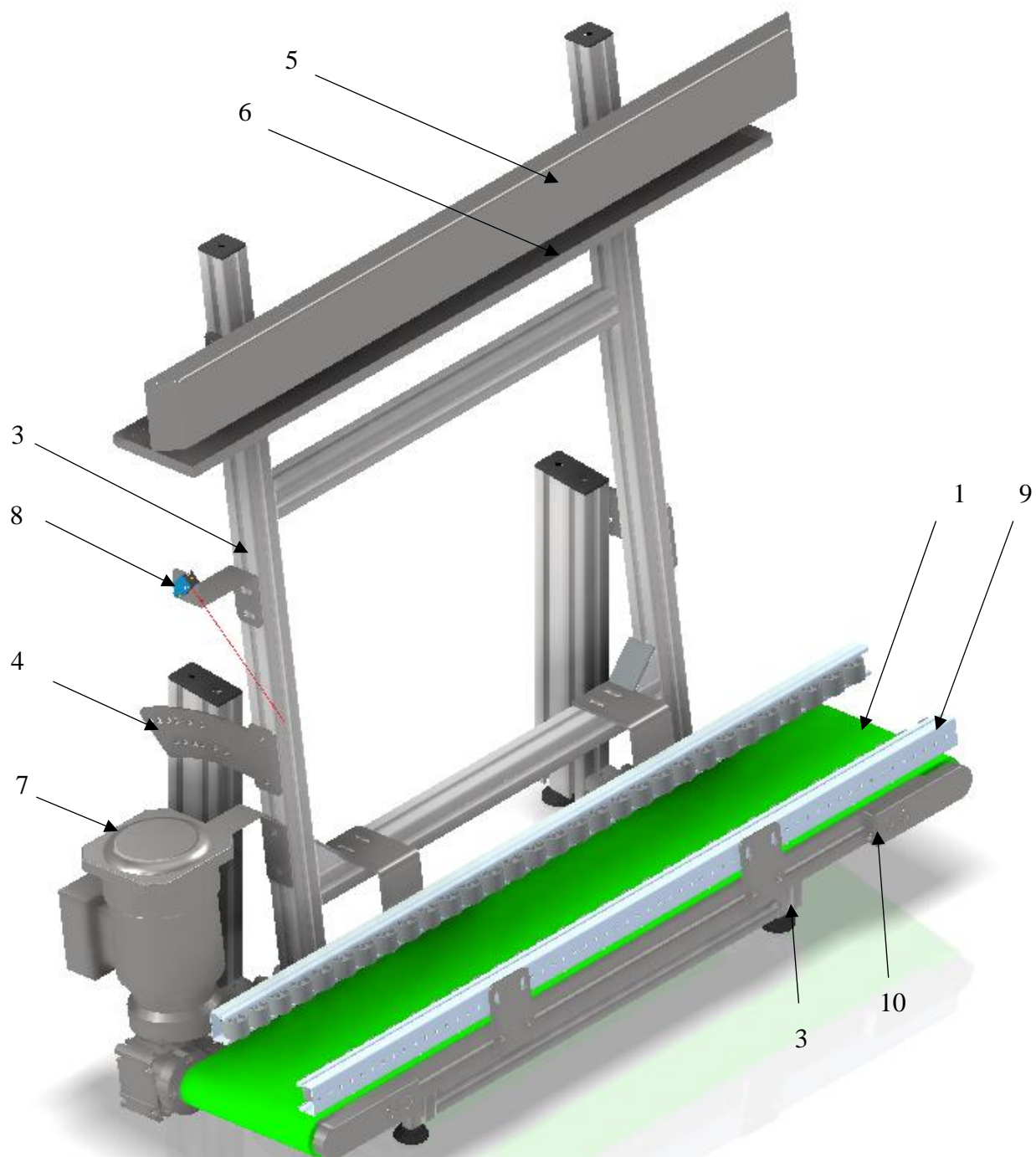
$$P = 131,6 \cdot 0,4 = 52,6 \text{ W} \quad (26)$$

Dosazením obvodové síly F do rovnice (23) získáme potřebný kroutící moment. Pro výpočet kroutícího momentu je zapotřebí znát průměr hnacího bubnu D . Výrobce dopravníků Haberkorn dodává bubny s nejmenším průměrem $D=44 \text{ mm}$. Pokud bychom zvolili větší průměr bubnu nebyli bychom schopni splnit požadavek zákazníka na výšku dopravníku.

$$M_K = 131,6 \cdot \frac{0,044}{2} = 3 \text{ Nm} \quad (27)$$

Hodnoty potřebného výkonu spolu s kroutícím momentem a rychlostí pásu byli předány dodavateli dopravníků a na jejich základě byl dodán dopravník s již potřebným motorem a převodovkou.

6.1.3. Konstrukce dopravníků



Obrázek 6.1.3.1 Konstrukce dopravníku

Konstrukce dopravníků se skládá ze spodního pevného rámu (2) a vrchního rámu (3) připevněného pomocí pantů ke spodnímu rámu. Nastavení patřičného úhlu naklopení je realizováno pomocí aretačního plechu (4) s dírami pro patřičný náklon.

Na vrchním rámu, je mimo samotného dopravníku (1), přidělena přes podložky z PVC, vodící lišta (5). K vodící liště je připevněn žlab (6), který slouží k zachytávání okapávající

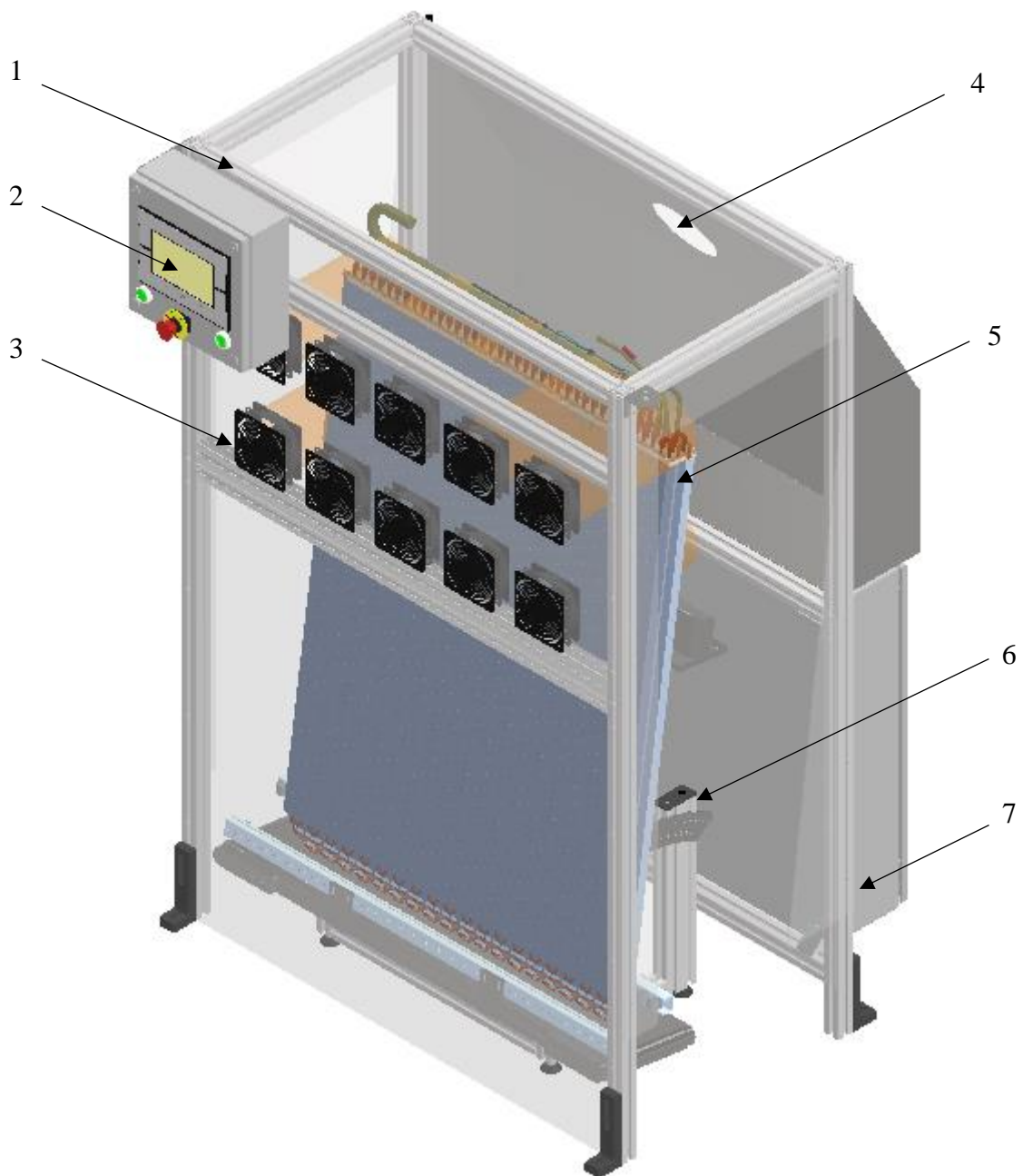
pájky, aby zbytečně nepadala na pás dopravníku. Motor je zakryt plechovou stříškou (7), aby do něj nepadaly okuje z pájení. Zastavení výměníku na pozici hlídá optické čidlo (8). Ve spodní části dopravníku je výměník veden lištami s rolnami (9). Napínání pásu dopravníku zajišťují šrouby (10)

6.2. Chladicí buňka

V chladicí buňce výměník chladne poté co na něj byly napájeny fitinky. Teplota, na kterou by měl výměník chladnout není nijak specifikována. Vzhledem k taktu linky zde výměník chladne přibližně 1 minutu.

Hlavními komponenty, které zajišťují chladnutí jsou větráky a odsávání, které má zároveň za úkol odsát nečistoty po pájení.

6.2.1. Konstrukce chladicí buňky



Obrázek 6.2.1.1 Konstrukce chladicí buňky

K rámu s krytováním (1) jsou přidělané větráky (3) ve dvou řadách, aby pojmulý výškové rozdílý jednotlivých typů výměníků (5). Jeden použitý větrák SUNON 2123 má průtok vzduchu 164 m³/h. Hlavním parametrem pro výběr větráku však nebyl průtok, ale jeho hlučnost, která je v případě tohoto větráku 44 dB.

Ovládání všech dopravníků (6) XR 14 - XR 18 je prováděno přes HMI panel (2), v rozvaděči (7) jsou uloženy jednotlivé frekvenční měniče a další elektronické komponenty. Rozvaděč je dostupný ze zadní strany buňky, kde se nachází také odsávání (4).

6.3. Sklopné zařízení („tipper“)

Úkolem sklopného zařízení je sklopit výměník do vodorovné polohy, aby mohl dále pokračovat do hlavní části linky kde dojde k jeho následnému ohnutí.

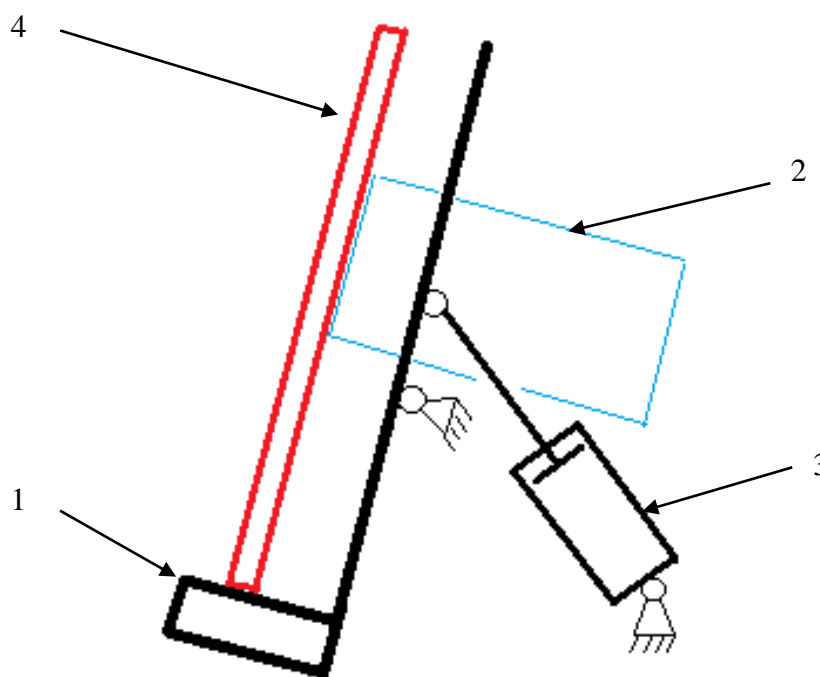
Původní rozvržení linky zahrnovalo dvě oddělená stanoviště, z nichž první bylo sklopné zařízení a druhé, tzv. „otoč“, která již vodorovně orientovaný výměník otočila o 90°.

V průběhu konstrukce se ukázalo, že vyhrazený půdorysný layout linky neumožňuje tato dvě zařízení zařadit za sebe a bylo tedy nutné otoč integrovat do sklopného zařízení

Samotná otoč není součástí diplomové práce, jedná se o samostatný konstrukční celek, který byl pouze integrován do navrhovaného sklopného zařízení.

6.3.1. Koncepce zařízení

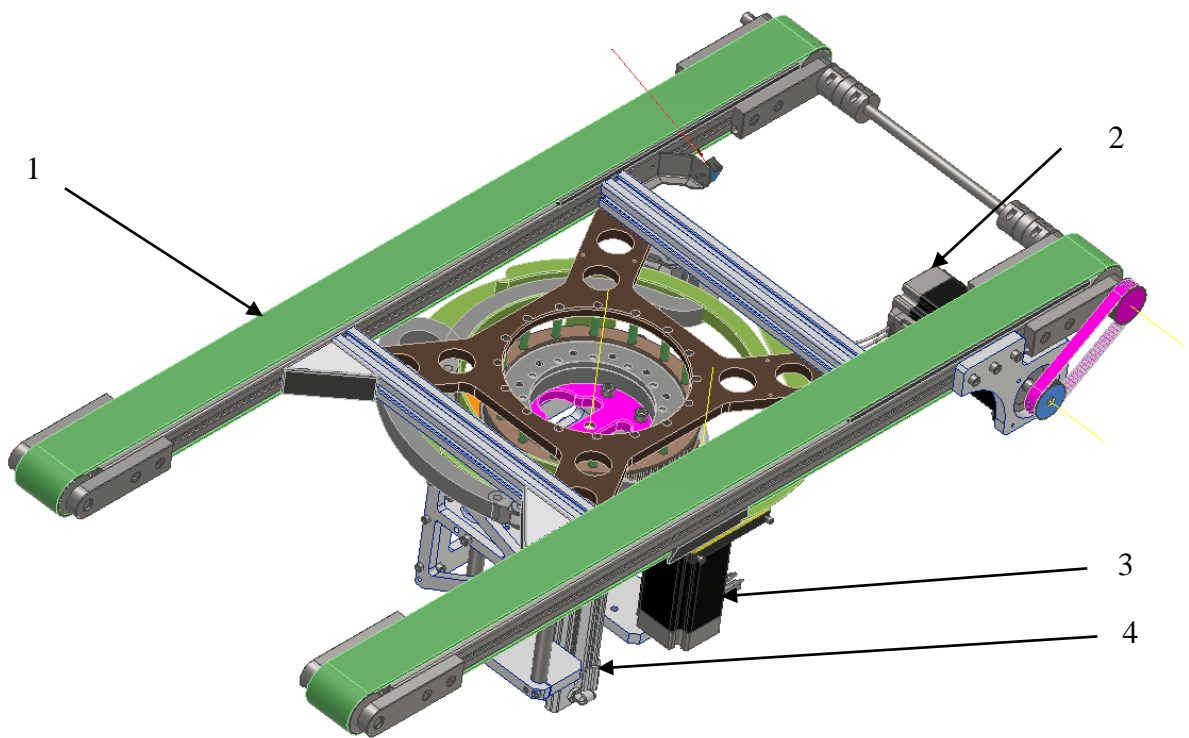
Základem celého zařízení je stejný dopravník (1) jako na pozicích X14-X18, který je otočně uložen na hřídeli a jeho sklápění je realizováno dvěma pneumatickými (3) válci. Spolu s dopravníkem se sklápí také otoč (2), která zajišťuje otáčení výměníku (4). Schéma tipperu viz obrázek 6.3.1.1.



Obrázek 6.3.1.1 Koncepce sklopného zařízení

Stručný popis otočného zařízení

Obrázek 6.3.1.2 zobrazuje řešení otočného zařízení, které se skládá z děleného pásového dopravníku (1) s průběžnou hřídelí, který je poháněn krokovým motorem. Dopravník rotuje pomocí druhého krokového motoru (3) skrze řemenový převod. Aby při vodorovné poloze výměníku bylo možné překonat výškový rozdíl hlavního pásového dopravníku je celé zařízení zdviháno pneumatickým válcem (4).



Obrázek 6.3.1.2 Otočné zařízení

Postup sklopení:

- Výměník najede na hlavní pásový dopravník
- Pneumatický válec celý dopravník spolu s otočným zařízením sklopí
- Pneumatický válec v otoči se vysune
- Dělený dopravník se pomocí krokového motoru otočí o 90°
- Výměník odjede do hlavní části linky

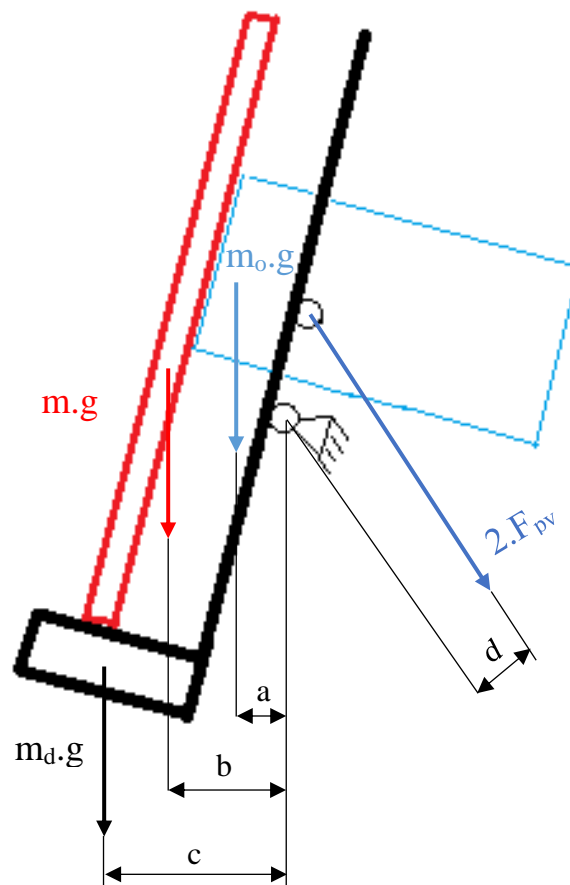
6.3.2. Výběr standardizovaných komponent

6.3.2.1. Dopravník

Dopravník použitý pro sklopné zařízení je naprosto shodný s dopravníky na pozicích XR14-XR18, výpočet viz kapitola 6.1.

6.3.2.2. Pneumatické válce

Ke sklápění dopravníku spolu s výměníkem dochází díky zasouvání dvou pneumatických válců. Síla potřebná ke sklápění vychází z rovnic (28)-(30). Schéma výpočtu viz obrázek 5.3.2.2.1.



Obrázek 6.3.2.2.1 Schéma výpočtu síly válce

V případě, kdy je zařízení v téměř svislé poloze je rameno působení síly válce nejkratší a na dopravníku se nachází také výměník, návrh válce tedy vychází z této polohy. Při vracení dopravníku do svislé polohy již válec nebude překonávat moment vzniklý od výměníku. Zpětnému postavení zařízení navíc pozitivně přispívá moment od samotného dopravníku.

Hodnoty potřebné pro výpočet:

Hmotnost výměníku	$m = 24,5 \text{ kg}$
Hmotnost dopravníku	$m_d = 17,5 \text{ kg}$
Hmotnost otoče	$m_o = 40 \text{ kg}$
Poloha těžiště otoče	$a = 60 \text{ mm}$
Poloha těžiště výměníku	$b = 180 \text{ mm}$
Poloha těžiště dopravníku	$c = 200 \text{ mm}$
Rameno působení válce	$d = 85 \text{ mm}$

$$m_o \cdot g \cdot a + m \cdot g \cdot b + m_d \cdot g \cdot c = 2 \cdot F_{pv} \cdot d \quad (28)$$

$$F_{pv} = \frac{m_o \cdot g \cdot a + m \cdot g \cdot b + m_d \cdot g \cdot c}{2 \cdot d} \quad (29)$$

$$F_{pv} = \frac{40 \cdot 9,81 \cdot 60 + 24,5 \cdot 9,81 \cdot 180 + 17,5 \cdot 9,81 \cdot 200}{2 \cdot 85} = 594 \text{ N} \quad (30)$$

Dle potřebné síly válce VOLÍM válec **DSNU-40-250-PPS-A** od firmy Festo o průměru pístnice 40 mm a zdvihu 250 mm. Teoretická síla válce při jeho zasouvání je 633 N při tlaku 6 barů-Technická specifikace válce viz příloha A2.

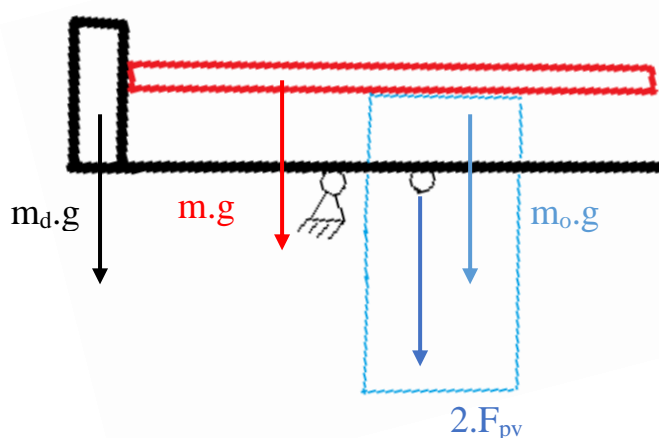
Válec i jeho pístnice jsou uloženy v kloubových hlavících zabraňujících působení radiálních sil na pístnici.

6.3.2.3. Valivá ložiska na hřídeli

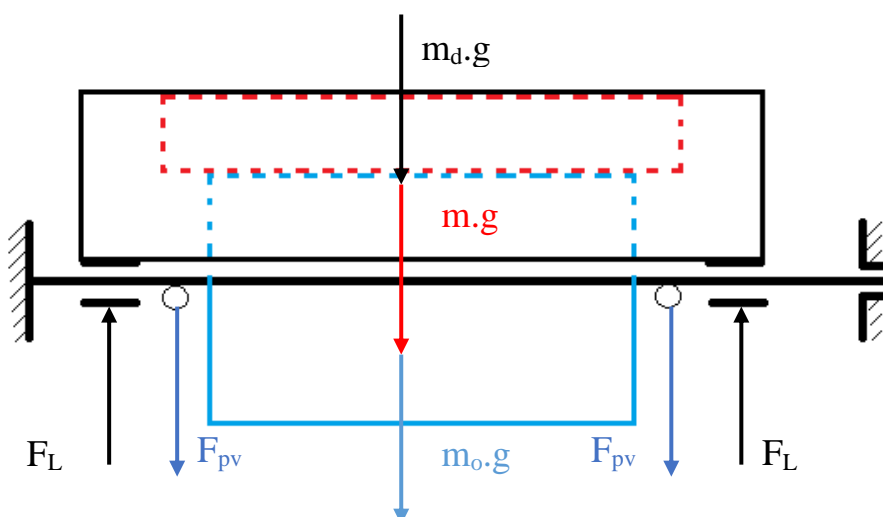
Osa otáčení celého dopravníku je tvořena pevným hřídelem okolo něhož se díky valivým ložiskům otáčí celé zařízení.

Ložiska jsou namáhána pouze otláčením, kdy největší namáhání ložiska nastává ve vodorovné poloze výměníku. V této poloze je síla válce téměř rovnoběžná s gravitačními silami jednotlivých částí tipperu. Výpočtové schéma viz obrázek 6.3.2.3.1. a 6.3.2.3.2.

Rychlost sklápění je malá, kontrolu na oteplení ložisek není tedy nutné provádět.



Obrázek 6.3.2.3.1 Výpočtové schéma-pohled z boku



Obrázek 6.3.2.3.2 Výpočtové schéma-pohled na hřídel ze spodu dopravníku

Zatížení hřídele můžeme považovat za víceméně symetrické, ekvivalentní zatížení ložisek budeme tedy v obou případech uvažovat stejné. Výpočet zatížení ložiska je uveden v rovnicích níže.

$$m_o \cdot g + m_v \cdot g + m_d \cdot g + 2 \cdot F_{pv} = 2 \cdot F_L \quad (31)$$

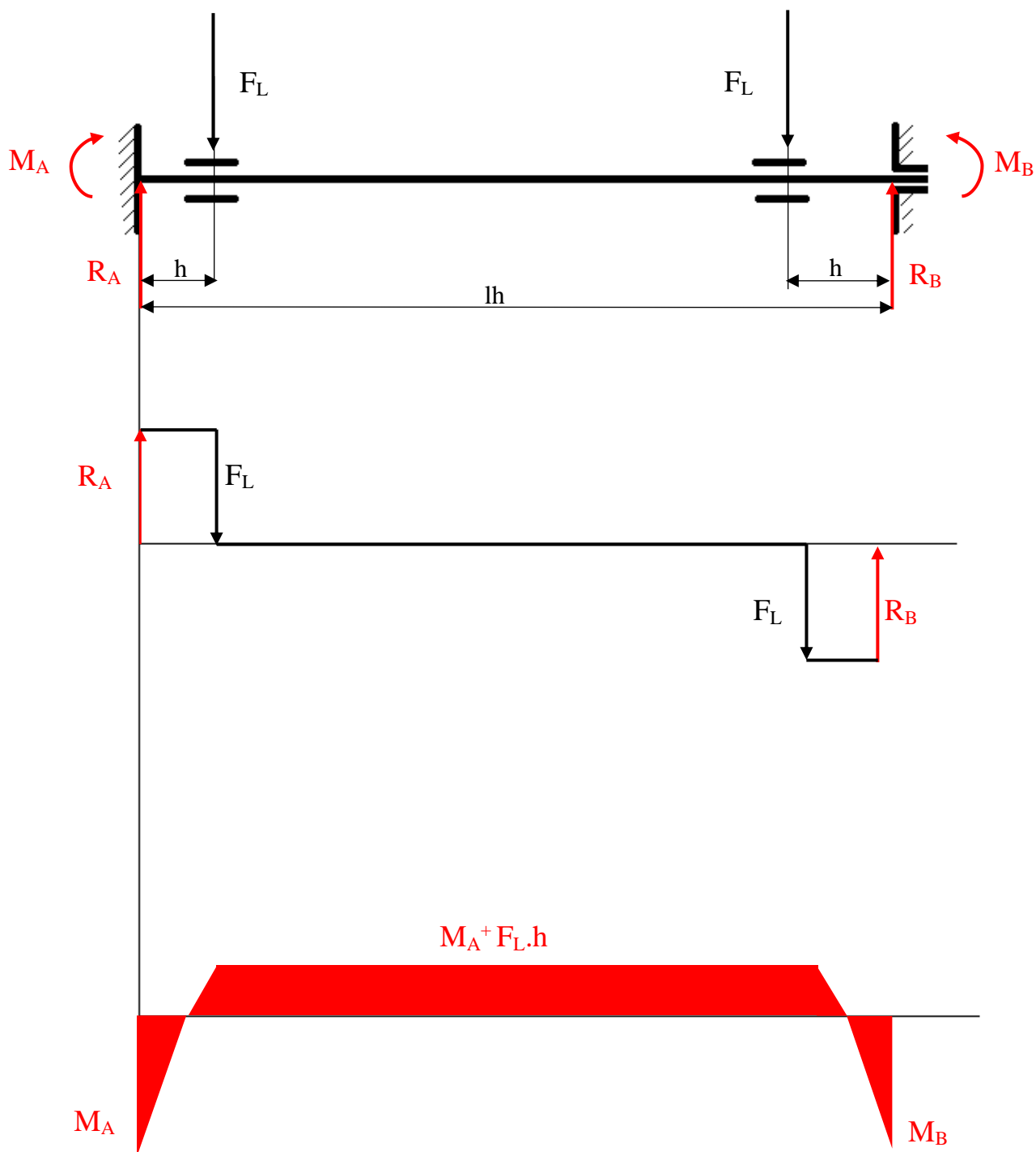
$$F_L = \frac{m_o \cdot g + m_v \cdot g + m_d \cdot g}{2} + F_{pv} \quad (32)$$

$$F_L = \frac{40 \cdot 9,81 + 24,5 \cdot 9,81 + 17,5 \cdot 9,81}{2} + 633 = 1\,035 \text{ N} \quad (33)$$

Volím valivé ložisko SKF-SY 25 TF na hřídel průměru 25 mm. Statická únosnost ložiska je $C_0=7,8$ kN. Vzhledem k funkci ložiska je zbytečné určovat jeho životnost, jelikož ke sklápění dochází v taktu linky, což je přibližně jednou za minutu. Technická specifikace ložiska viz příloha A3.

6.3.2.4. Hřídel

Průměr hřídele byl zvolen $D=25$ mm, zatížení je znázorněno v předchozích kapitolách, z nichž vyplývá, že na hřídel přímo působí pouze dvě symetricky uložená valivá ložiska. Na obrázku 6.3.2.4.1 je vyobrazeno uvolnění hřídel spolu s průběhem posouvajících sil a momentu.



Obrázek 6.3.2.4.1 Průběhy posouvajících sil a momentů

Hodnoty potřebné pro výpočet:

Síla působící v ložisku	$F_L = 1\,035\text{ N}$
Délka hřídele	$l_h = 395\text{ mm}$
Poloha ložiska	$h = 69\text{ mm}$
Průměr hřídele	$D_h = 25\text{ mm}$
Mez kluzu hřídele (mat 12 050)	$R_e = 325\text{ MPa}$

Rovnice rovnováhy:

$$R_A + R_B = 2 \cdot F_L \quad (34)$$

$$R_B \cdot l_h + F_L \cdot (l_h - h) - F_L \cdot h + M_B - M_A = 0 \quad (35)$$

Jelikož je příklad staticky přeurlčený z rovnice rovnováhy samotné nestačí.

Ze symetrie úlohy vyplívá že:

$$R_A = R_B = F_L \quad (36)$$

$$R_A = R_B = 1\,035\text{ N} \quad (37)$$

$$M_A = M_B \quad (38)$$

Podmínka symetrie však stále nestačí, pro řešení použijeme metodu Mohrova náhradního nosníku, ze které dostaneme:

$$M_A = \frac{F_L \cdot (l_h - h)^2 + F_L \cdot h^2 - F_L \cdot l_h^2}{2l} \quad (39)$$

$$M_A = \frac{1035 \cdot (0,395 - 0,069)^2 + 1035 \cdot 0,069^2 - 1035 \cdot 0,395^2}{2 \cdot 0,395} = -59\text{ Nm} \quad (40)$$

$$M_{(h)} = M_A + F_L \cdot h \quad (41)$$

$$M_{(h)} = -59 + 1\,035 \cdot 0,069 = 12,5\text{ Nm} \quad (42)$$

Největší ohybový moment je v místě vetknutí hřídele. Velikost napětí v místě vetknutí je:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot D_h^3}{32}} \quad (43)$$

$$\sigma_o = \frac{59}{\frac{\pi \cdot 0,025^3}{32}} = 38,4 \text{ MPa} \quad (44)$$

Statická bezpečnost hřídele je potom:

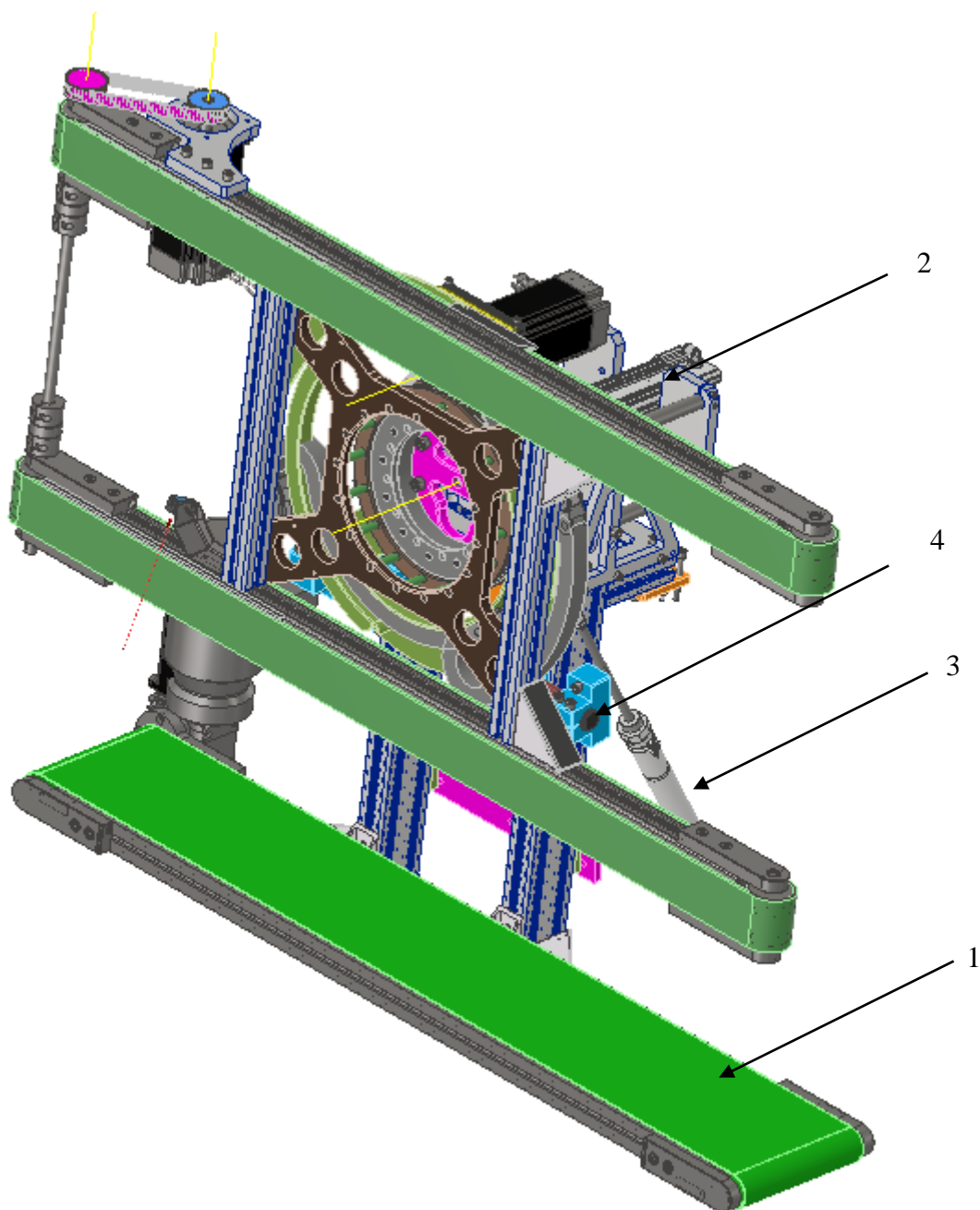
$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (45)$$

$$k = \frac{325}{38,4} = 8,5 \quad (46)$$

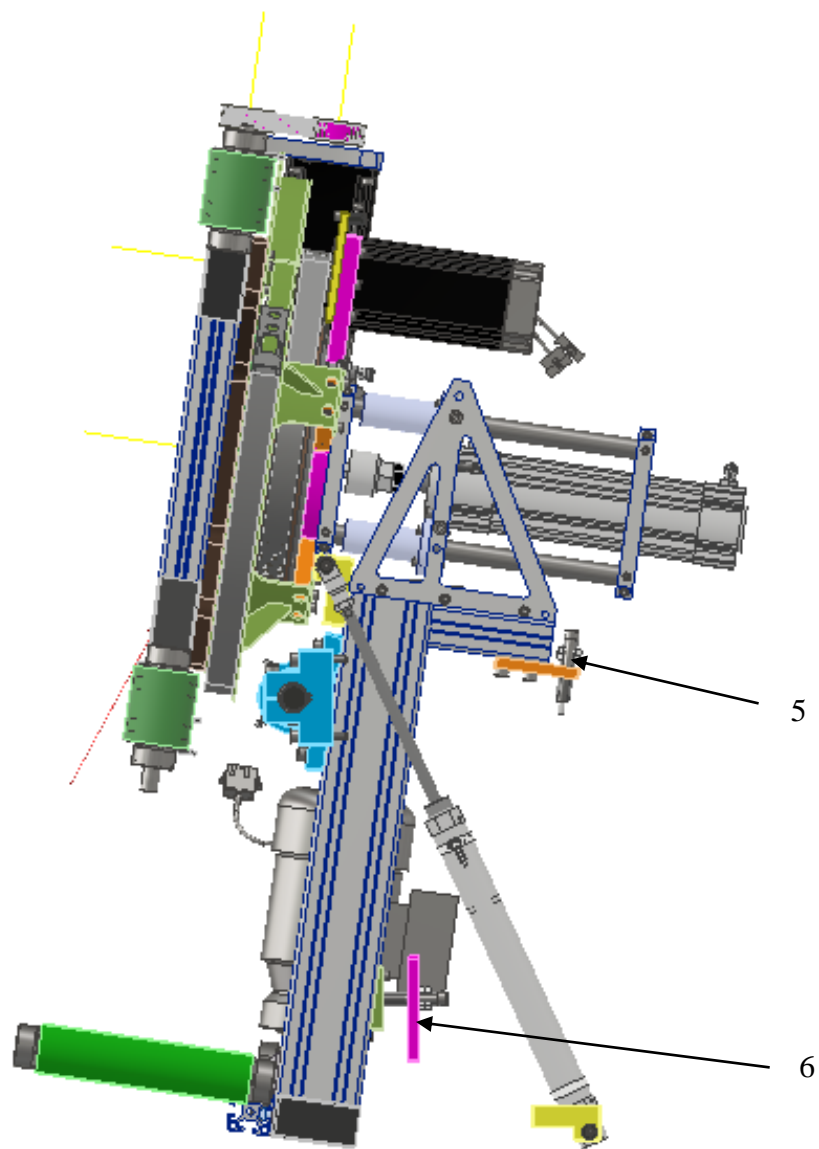
Hřídel vyhovuje pevnostní kontrole.

6.3.3. Konstrukce sklápěcího zařízení

Základem sklápěcího zařízení je pásový dopravník (1), na němž je přidělena otoč (2). Celé zařízení se díky pneumatickému válci (3) otáčí kolem hřídele (4) a je tlumeno tlumiči (5), které v krajní poloze zastaví o desku (6).



Obrázek 6.3.3.1 Konstrukce sklápěcího zařízení



Obrázek 6.3.3.2 Konstrukce sklopného zařízení-pohled z boku

6.4. Pneumatický manipulátor

Manipulátor je v našem případě zařízení, určené k manipulaci s tepelnými výměníky operátorem. Manipulátor je zavěšen na rameni sloupového jeřábu, od firmy Gorbel, vybaveného servopohonem a jednotkou snímání síly, která je schopna určit hmotnost břemene, zavěšeného na rameni. Z údajů o hmotnosti břemene poté servopohon přes kladky napne, nebo uvolní lano v závislosti na operátorovi. Tím usnadní operátorovy sílu potřebnou ke zvedání výměníku.

Cílem konstrukce je snadná obsluha s co nejmenší námahou, zabezpečující bezpečnost operátora během celého procesu manipulace.

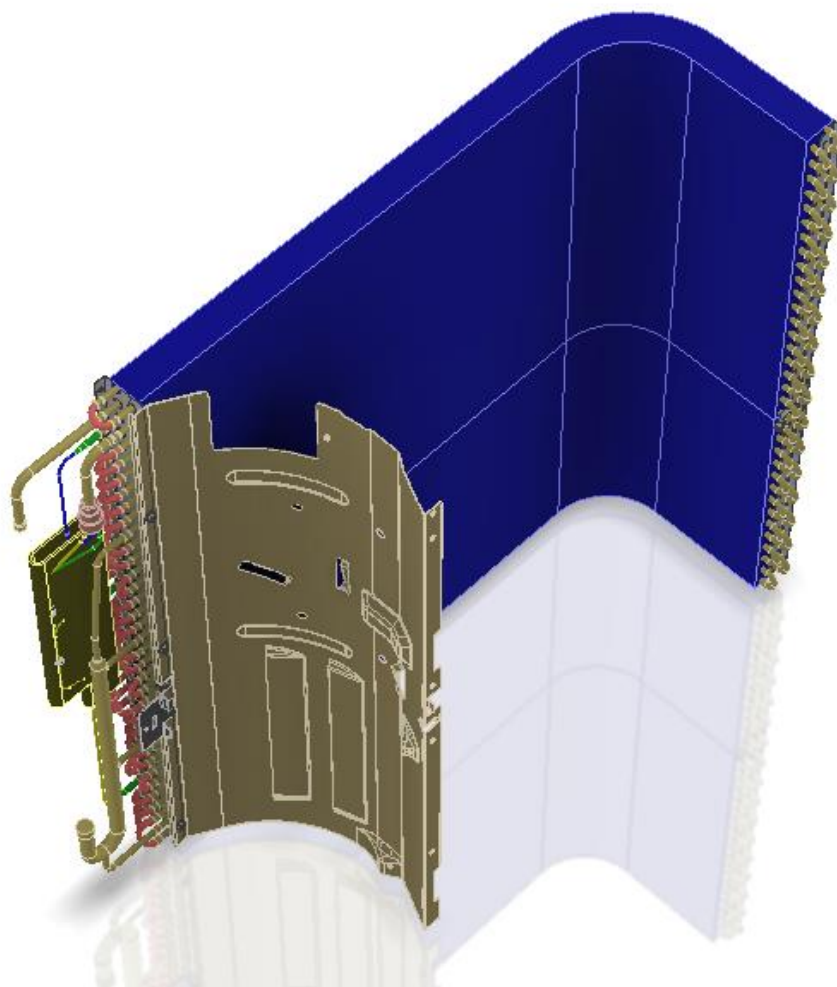
Tepelné výměníky jsou různých velikostí a různých hmotností, a jsou odebírány na konci výrobní linky po dokončení technologických operací. Výměníky jsou vybaveny žebry pro lepší odvod tepla, ta jsou však velmi citlivá na poškození během manipulace. Manipulátor bude tedy vybaven tenzometrem pro snímání síly sevření výměníků a její možné regulaci.



Obrázek 6.4.1 Sloupový jeřábek Gorbel se servo pohonem [15]

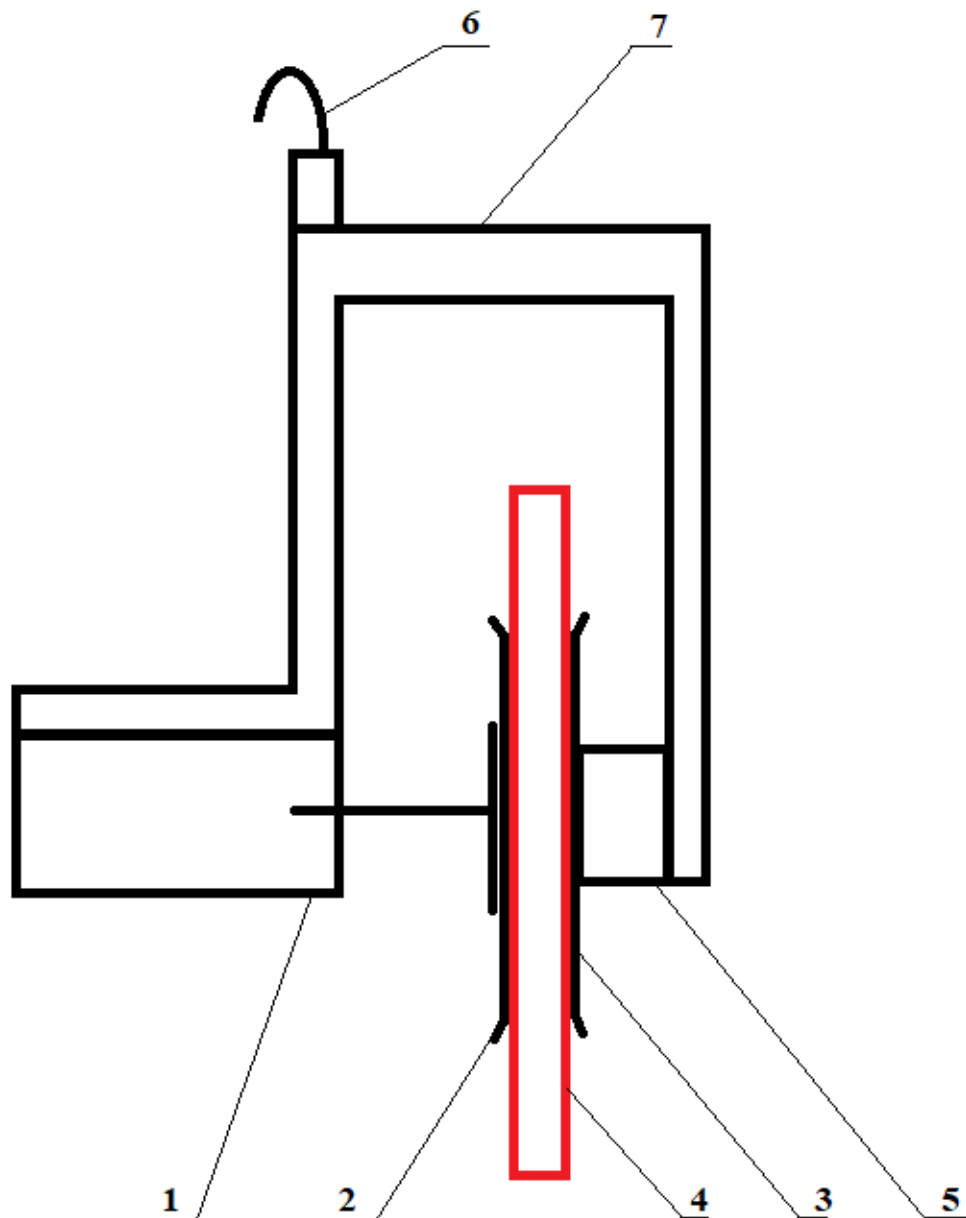
6.4.1. Tepelný výměník

Zvedaným předmětem je tepelný výměník, který je po předchozích technologických operacích osazen plechy a fittingy. Viz obrázek 6.4.1.1. Velikosti výměníků se liší a stejně tak jejich hmotnost. Nejtěžší tepelný výměník váží 24,5 kg. Únosnost manipulátoru je dimenzována pro nejtěžší výměník, jeho rozměry naopak pro rozměrově nejmenší. Nosnost ramene jeřábu je 75 kg, konstrukce manipulátoru se všemi potřebnými záležitostmi by tedy neměla přesáhnout hmotnosti 50 kg-



Obrázek 6.4.1.1 Tepelný výměník

6.4.2. Koncepce manipulátoru



Obrázek 6.4.2.1 Koncepce manipulátoru

Na základě provedené rešerše bylo rozhodnuto, použítí pneumatického manipulátoru. Základním akčním členem manipulátoru je pneumatický válec (1), na kterém je přidělena pohyblivá přitlačná deska (2). Tepelný výměník (4) je sevřený mezi pohyblivou přitlačnou deskou a pevnou přitlačnou deskou (3), která je upevněna k tenzometru (5), zajišťujícímu snímání přitlačné síly pneumatického válce. Válec je připevněn k pevnému rámu (7), který je přes závěs (6) pověšen na ocelovém laně jeřábu.

Rám manipulátoru bude ze dvou částí spojených k sobě přes přírubu šrouby. Jednotlivé části budou svařeny z ocelových profilů.

6.4.3. Testování koncepce

Aby se předešlo vývoji konstrukčního řešení, které je nefunkční, byl sestaven prototyp z menšího, slabšího pneumatického válce a malých přítlačných desek. Ze síly válce a velikosti přítlačných desek lze pak nadále vycházet, jelikož kontaktní tlak mezi deskami a výměníkem má zásadní vliv na poškození a deformaci žeber výměníku.

Cílem prototypu není ani tak uzvednout výměník, ale spíše zjistit možný kontaktní tlak. Prototyp na obrázku níže se skládá z hliníkových I-tem profilů, dvou přítlačných desek o rozměru 80x200mm, polepených měkkým PVC a pneumatickým válcem s průměrem pístnice 40 mm. Síla válce při tlaku 6 barů je $F_{vp} = 754N$.



Obrázek 6.4.3.1 Prototyp manipulátoru

Kontaktní tlak

$$p_{kp} = \frac{F_{vp}}{S_p} \quad (47)$$

$$p_{kp} = \frac{754}{200.80} = 0,047 \text{ MPa} \quad (48)$$

Při testování prototypu bylo zjištěno, že dochází k mírnému otlačení výměníků především v místě hran přitlačných desek. To bude kompenzováno zkosením hran a vytvořením náběhu na přitlačných deskách. Maximální síla válce byla dostatečná pro udržení výměníku při klidném pohybu. Při jakémkoliv zatřesení, či nerovnoměrnosti rychlosti pohybu však došlo k prokluzu mezi drženým tělesem a deskami.

Řešením je zvětšit koeficient tření, nebo zvýšit sílu válce za zachování nebo zmenšení měrného tlaku, čehož lze dosáhnout větší dosedací plochou.

6.4.4. Výběr standardizovaných komponent

6.4.4.1. Pneumatický válec

Pneumatický válec je hlavním akčním členem celého zařízení, zajišťuje svěrnou sílu manipulátoru, díky třecí vazbě mezi pohyblivou přitlačnou deskou a výměníkem ale také nese část gravitační síly výměníku.

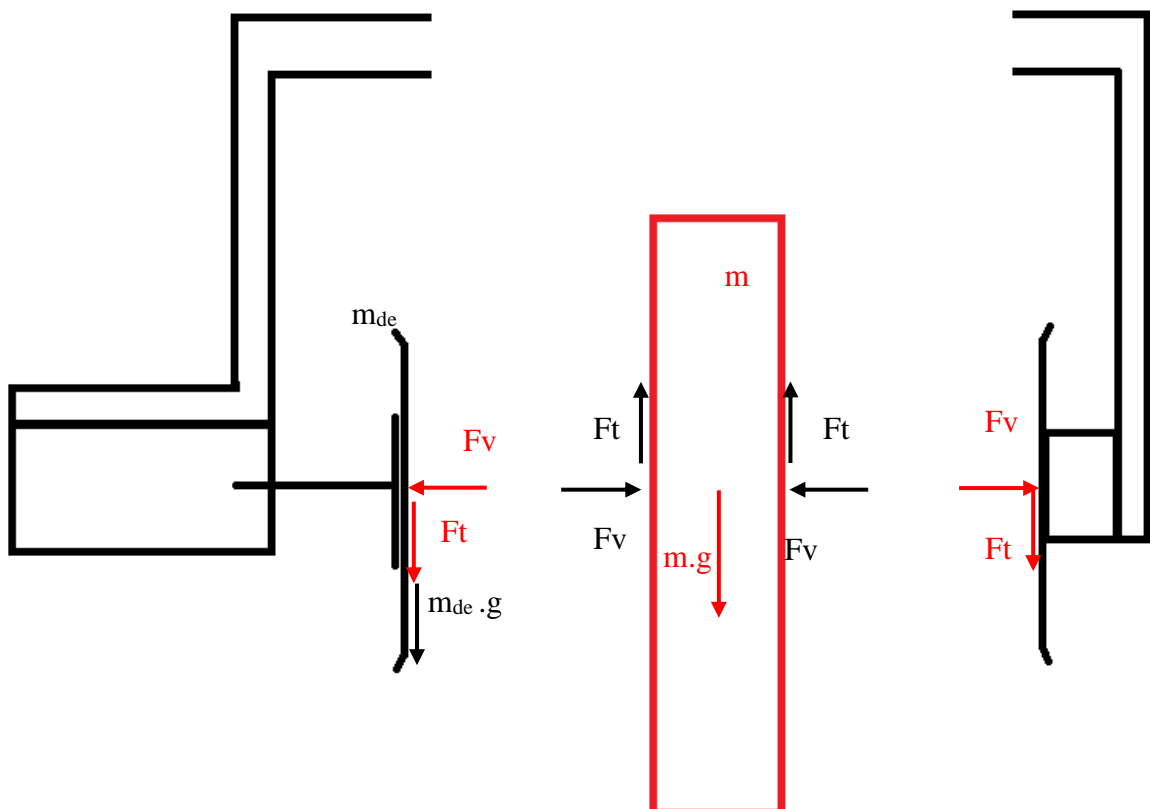
Samotná pístnice válce by byla kvůli gravitační síle namáhána ohybem, proto je nutné ohybový moment zachytit ve vedení. V tomto případě je tedy použito válce se zabudovaným kluzným vedením.

VOLÍM válec: **DFM-63-80-P-A-GF**

Průměr válce volím 63 mm, jelikož prototypový válec nebyl dostatečně silný, v případě příliš velké síly lze zredukovat tlak válce pro požadovanou hodnotu síly.

Zdvih válce 80 mm vychází z potřeby použití pro různé šíře a typy tepelných výměníků.

Teoretická síla při tlaku 6 bar v před $F_v = 1870 \text{ N}$



Obrázek 6.4.4.1.1 Rozklad působících sil na válci

Na obrázku 6.4.4.1.1. je znázorněno rozložení sil působících na válec.

Válec je ohýbán tíhou přítlačné desky a třecí silou mezi deskou a výměníkem.

Hmotnost nejtěžšího výměníku je $m = 24,5 \text{ kg}$ a hmotnost přítlačné desky uvažujeme $m_{de} = 3 \text{ kg}$. Ohybová síla pístnice F_o vychází z rovnice 50.

$$F_t = \frac{m \cdot g}{2} \quad (49)$$

$$F_o = F_t + m_{de} \cdot g = \frac{m \cdot g}{2} + m_{de} \cdot g \quad (50)$$

$$F_o = \frac{24,5 \cdot 9,81}{2} + 3 \cdot 9,81 = 150 \text{ N} \quad (51)$$

Pro daný válec je přípustná ohybová síla při maximálním vysunutí 234 N –viz příloha A4–technická specifikace válce.

Bylo předpokládáno, že rám je v obou polovinách stejně tuhý, vidíme že i když není a větší část gravitační síly je nesena válcem je zde stále dostatečná rezerva.



Obrázek 6.4.4.1.2 Pneumatický válec s kluzným vedením [16]

6.4.4.2. Proporcionální redukční ventil

K redukování tlaku válce je použito proporcionálního redukčního ventilu, který redukuje tlak podle síly měřené tenzometrem. Toto řešení s tenzometrem a proporcionálním ventilem bylo realizováno na základě požadavků zákazníka. Manipulátor by fungoval i s manuálně ovládaným redukčním ventilem, kterým by se tlak nastavil na jednu konkrétní hodnotu.

Pro výběr ventilu je kritickým parametrem průtok vzduchu, který vychází z požadované rychlosti válce, v našem případě $v = 0,1 \text{ m/s}$

$$Q = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot v \cdot 60\,000 \quad (52)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 60\,000 = 18,7 \text{ l/min} \quad (53)$$

Volím proporcionální redukční ventil **VEAB** technická specifikace viz příloha A5.

Maximální průtok ventilem 20 l/min, maximální tlak 6 barů.

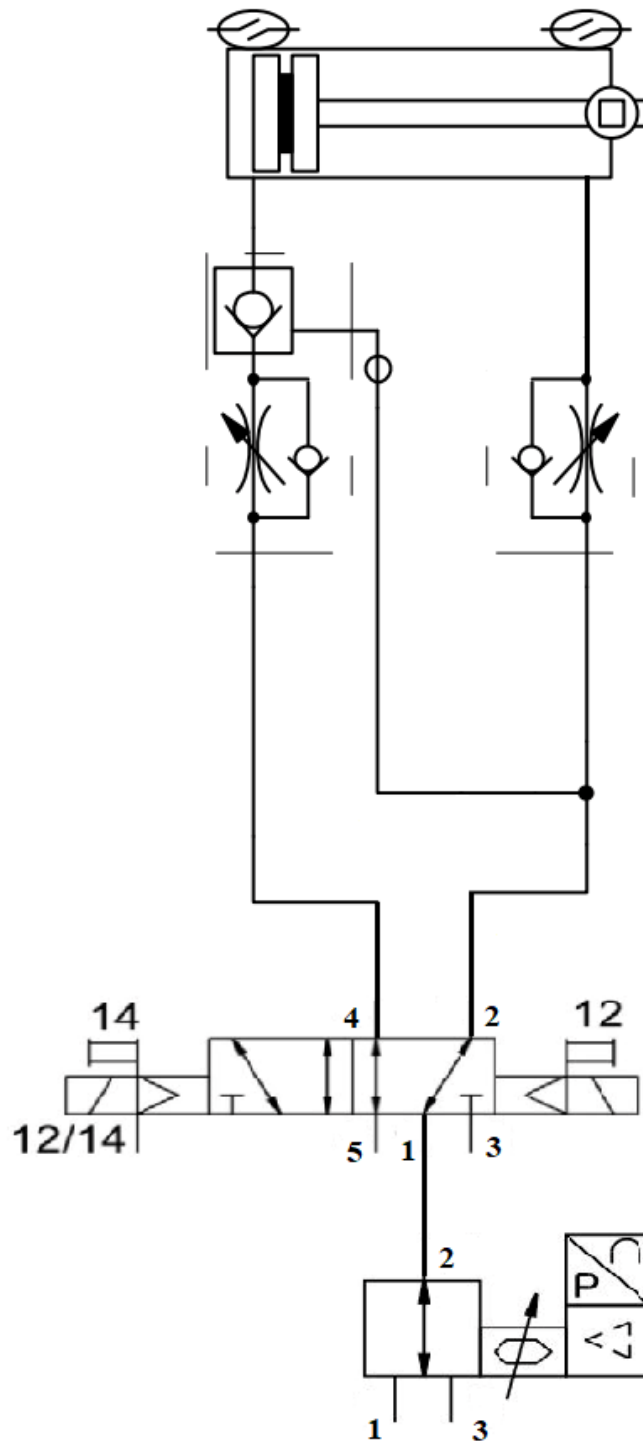
Ventil v plně otevřeném stavu redukuje tlak na 5 barů, maximální síla pneumatického válce je tedy poté $F_v = 1558 \text{ N}$.



Obrázek 6.4.4.2.1 Proporcionální redukční ventil VELAB [17]

6.4.4.3. Hlavní ovládací ventil a jednocestný ventil

Ovládání pneumatického válce je realizováno 5/2 bistabilním elektromagnetickým ventilem. Aby bylo zajištěno, že v případě výpadku vzduchu bude výměník stále držen na místě manipulátorem je použito jednosměrného vzduchem ovládaného ventilu. Pneumatické schéma manipulátoru, viz obrázek níže.

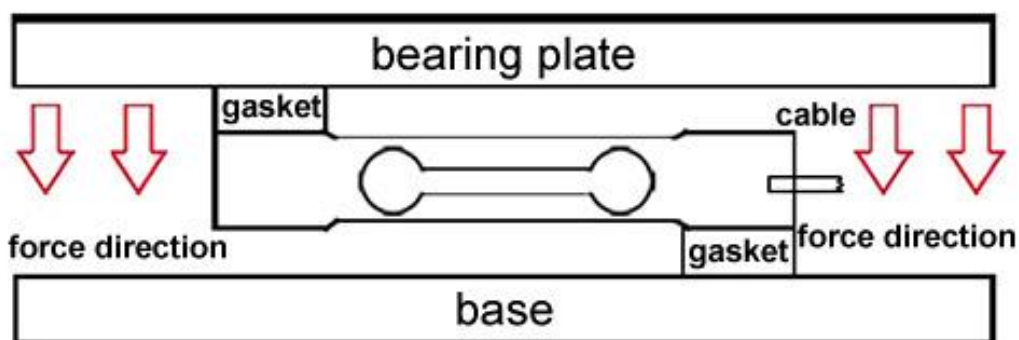


Obrázek 6.4.4.3.1 Pneumatické schéma manipulátoru

6.4.4.4. Tenzometr

Pro měření síly pneumatického válce byl zvolen tenzometr TedeA 1022 s kapacitou 2000 N. Tenzometr je typu singlepoint s maximální plochou působení síly 350x350 mm. Třída přesnosti tenzometru C4, což znamená že měřící rozsah 2000 N je rozdělen na 4000 dílků. Nejmenší zaznamenanatelná změna je tedy je 0,5 N. Další podrobnosti viz příloha A6 technická specifikace tenzometru.

Důležitý pro správnou funkci tenzometru je jeho způsob uložení, viz obr. 6.4.4.4.1.



Obrázek 6.4.4.4.1 Způsob uložení single point tenzometru [18]

6.4.4.5. Ovládání pneumatického válce

Zdrojem signálu k ovládání hlavního 5/2 ventilu jsou rukojeti s páčkami dodávané výrobcem jeřábu Gorbel, které jsou uzpůsobeny i ke komunikaci s inteligentní řídicí jednotkou jeřábu a například eliminují rozevření manipulátoru v určité výšce.



Obrázek 6.4.4.5.1 Integrované rukojeti s ovládním ventilu [15]

6.4.4.6. Snímání síly operátora

Jak již bylo řečeno při popisu funkce zařízení, pro správnou funkci servopohonu sloupového jeřábu je nutné snímat sílu, kterou operátor působí na manipulátor spolu s drženým přemetem. K tomu bude v našem případě použita tzv. FSH hub dodávána firmou Gorbel, viz obr 6.4.4.6.1.



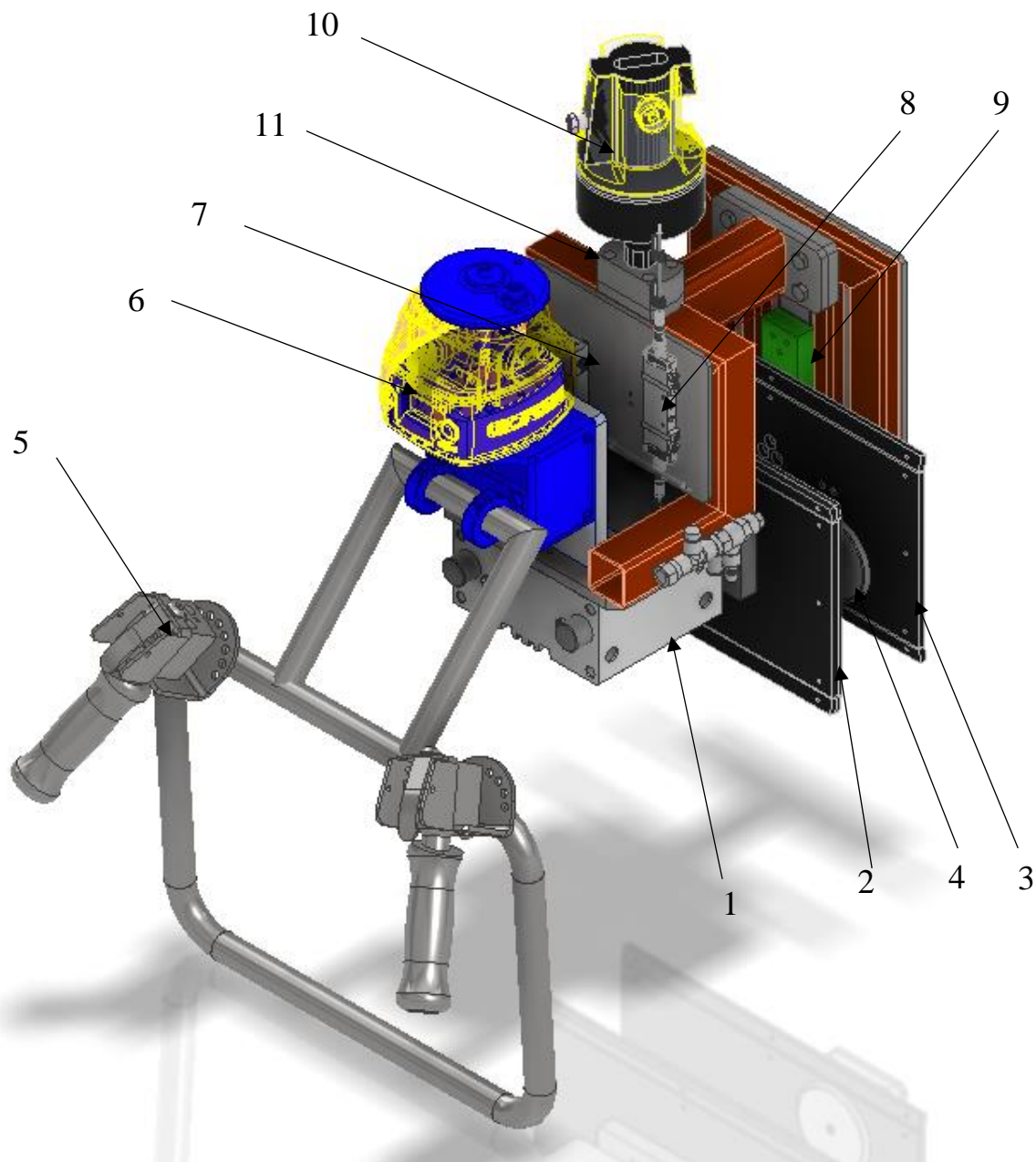
Obrázek 6.4.4.6.1 FSH hub [15]

FSH hub, tenzometrická rukojeť, je zabudována do těla manipulátoru, tak aby spojení mezi rámem a tělem rukojeti bylo co nejtuzší. Do objímek připravených na těle FSH rukojeti se vloží madla z trubek, ke kterým se následně připevní ovládací rukojeti s páčkami.

Jakékoliv silové působení na madla se přeneše do tenzometrické rukojeti, ta následně sílu vyhodnotí a úměrným způsobem aktivuje servopohon pro napínání ocelového lana jeřábu.

6.4.5. Konstrukce

Standardizované komponenty jsou umístěny na rám z ocelových profilů. Rám je tvořen dvěma svařenými částmi sešroubovanými k sobě přes přírubu. Kompletní konstrukce je zobrazena na obr. 6.4.5.1.



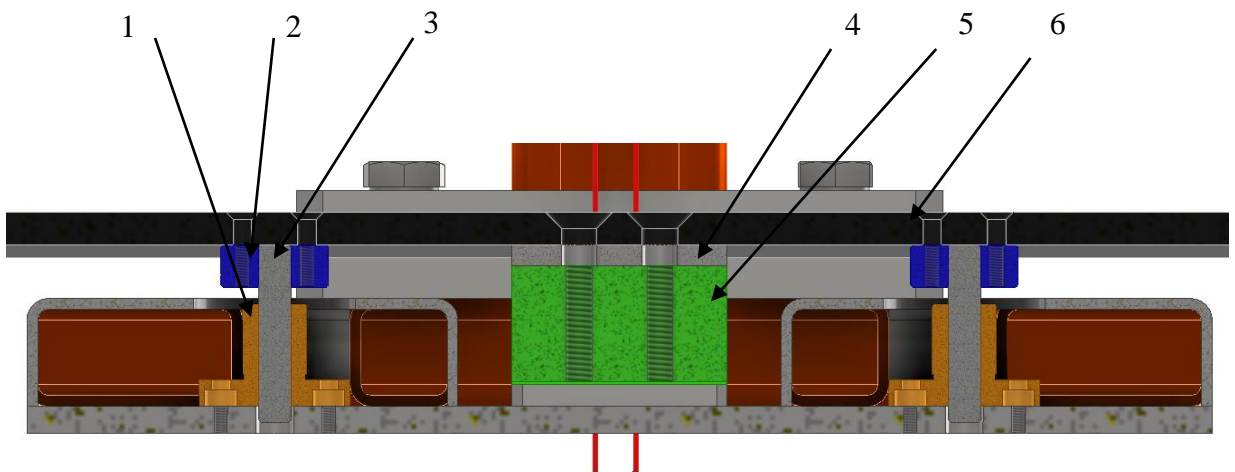
Obrázek 6.4.5.1 Konstrukce manipulátoru

1- pneumatický válec, 2- pohyblivá přítlačná deska. 3- pevná přítlačná deska, 4- indukční čidlo 5- rukojeť se spínací páčkou k pneu, válci, 6- tenzometrická rukojeť ke snímání síly operátora 7- proporcionální redukční ventil, 8- hlavní pneumatický ventil, 9- tenzometr, 10- Závěs, 11- Rám

Uložení pevné přítlačné desky

Pevná přítlačná deska je přidělena k tenzometru způsobem, který je znázorněn na obr. 4.4.1, problém je ale v tom, že použitý tenzometr umožňuje připevnění desky pouze dvěma šrouby M6 vzdálenými od sebe pouze 15 mm. Takto provedené připevnění by nebylo optimální, především vzhledem k možným torzním momentům přenášených z nevyváženě uchopeného výměníku na přítlačnou desku.

Desku však není možné připevnit šrouby k rámu manipulátoru, neboť toto upevnění by vnášelo nepřesnost do měření tenzometru. Řešením je takové upevnění, které umožní desce volně se deformovat ve směru působící síly válce. Proto je použito valivých vedení s hřídelkami, která mají za úkol pojmout především možné momenty přenášené z nevyváženého výměníku. Viz řez manipulátorem obr.6.4.5.1.2.



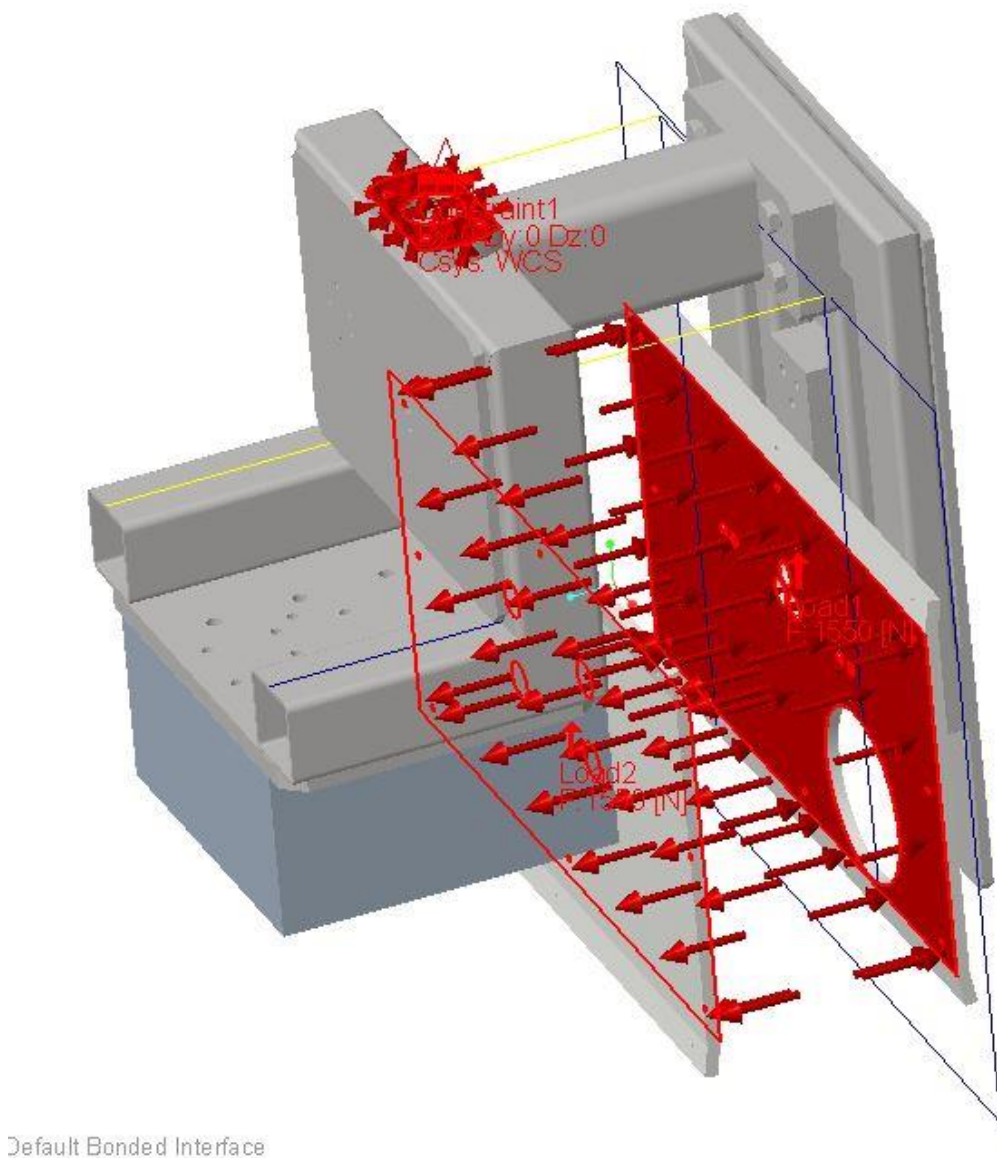
Obrázek 6.4.5.2 Řez manipulátorem v rovině valivých pouzder

1- valivé pouzdro, 2- svěrné uchycení hřídelky, 3- hřídelka, 4- podložka tenzometru, 5- tenzometr, 6- pevná přítlačná deska

6.4.6. Pevnostní kontrola rámu

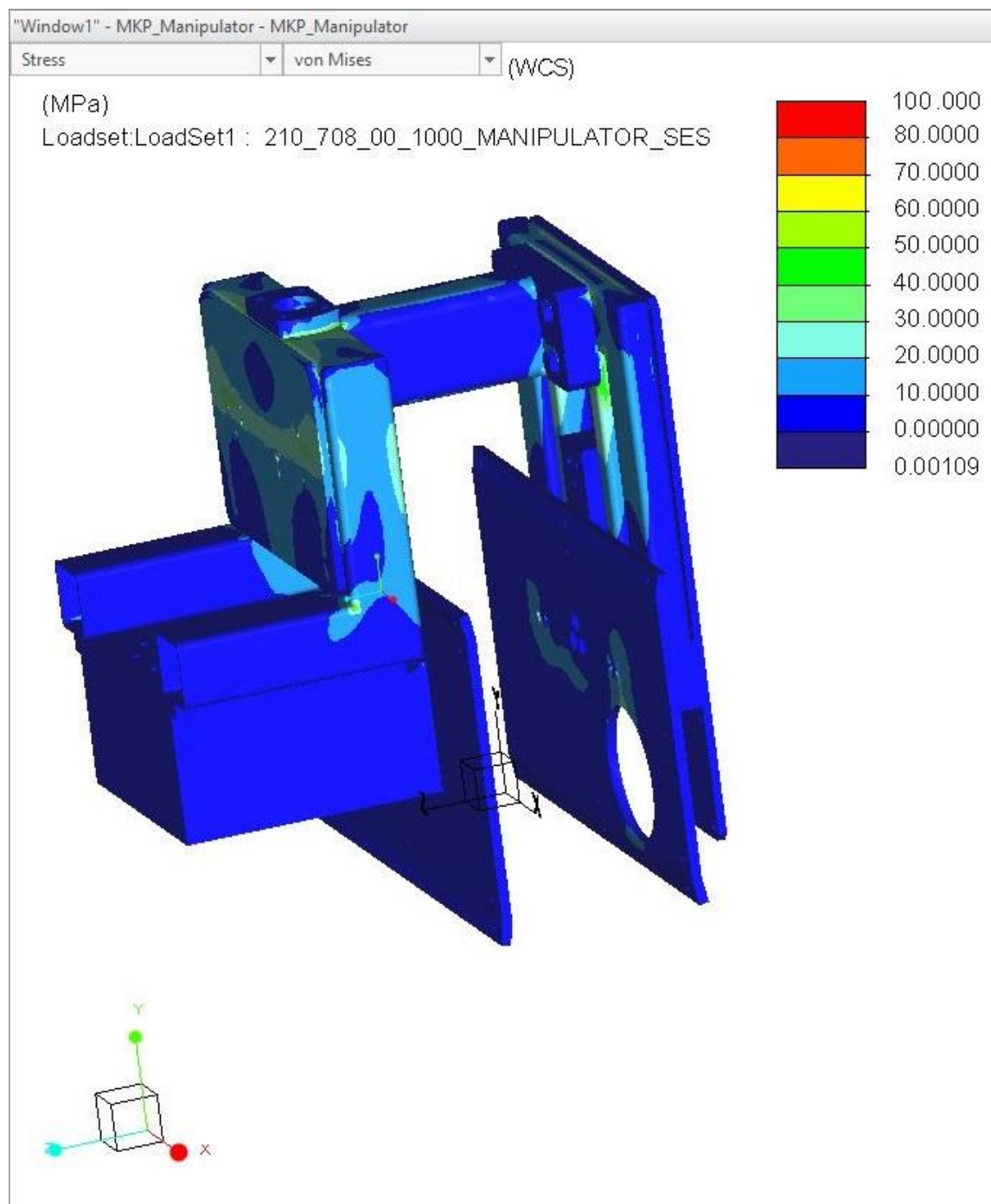
K pevnostní kontrole rámu byla použita MKP analýza. Hlavním parametrem rámu je jeho tuhost, tedy co nejmenší deformace. Reálné napětí v rámu lze z MKP analýzy těžko odhadovat kvůli přítomnosti svarů, které působí místní koncentraci napětí, svary jsou tedy ze simulace vyloučeny.

Okrajové podmínky simulace jsou zobrazeny na obr. 6.4.6.1. kdy jako pevné místo rámu je určeno místo závěsu. Maximální síla, která na rám působí je síla válce $F_v=1\ 550\ \text{N}$. Tato síla pravděpodobně nebude použita při manipulaci s výměníky, nicméně bude použita pro kalibraci tenzometru.



Obrázek 6.4.6.1 MKP analýza okrajové podmínky

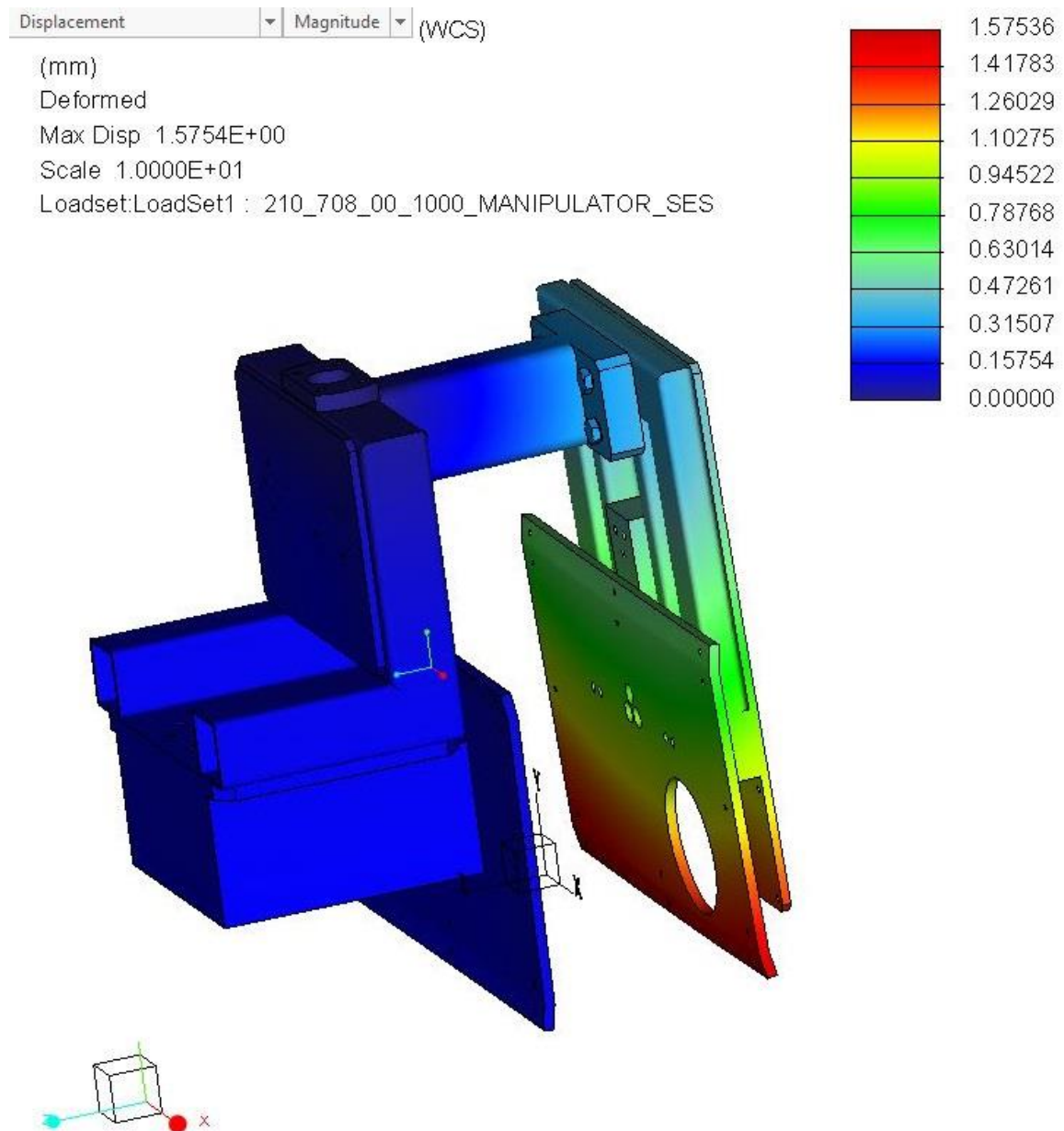
Průběh napětí je zobrazený na obr. 6.4.6.2 jak bylo řečeno výše neodpovídá skutečnému napětí.



Obrázek 6.4.6.2 Napětí von Misses

Deformace manipulátoru je zobrazena na obr 6.4.6.3. Největší deformaci vykazuje spodní část pevné přítlačné desky, jelikož je nejdále od osy ohybu druhé poloviny rámu. Tato deformace dosahuje maxima 1,5 mm.

Takto velká deformace není vůbec problém, vezmeme-li v úvahu že jde pouze o desku z nerezového plechu, deformace svařeného rámu se pohybuje do 1 mm což je vyhovující. Reálně použitá síla při manipulaci s výměníky nebude dosahovat hodnoty 1550 N, ale maximálně do 1000 N.



Obrázek 6.4.6.3 Deformace manipulátoru

6.4.7. Bezpečnostní prvky

U ručně obsluhovaného manipulátoru je velmi obtížné zajistit bezpečnost provozu, V první řadě by zařízení měla vždy obsluhovat pouze jediná osoba, podobně jako např. u lisů hrozí sevření končetiny nebo prstů mezi přitlačnými deskami. Tomu je zabráněno tím, že pro vysunutí válce je nutné, aby obsluha zmáčkla obě páčky na rukojetích, tím je eliminováno riziko, že obsluha do manipulátoru vloží ruku.

Dalším bezpečnostním prvkem je indukční čidlo, které obsluze umožní vysunutí válce pouze v případě, že mezi deskami je kovový předmět (výměník) a ne pouze končetina.

7. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

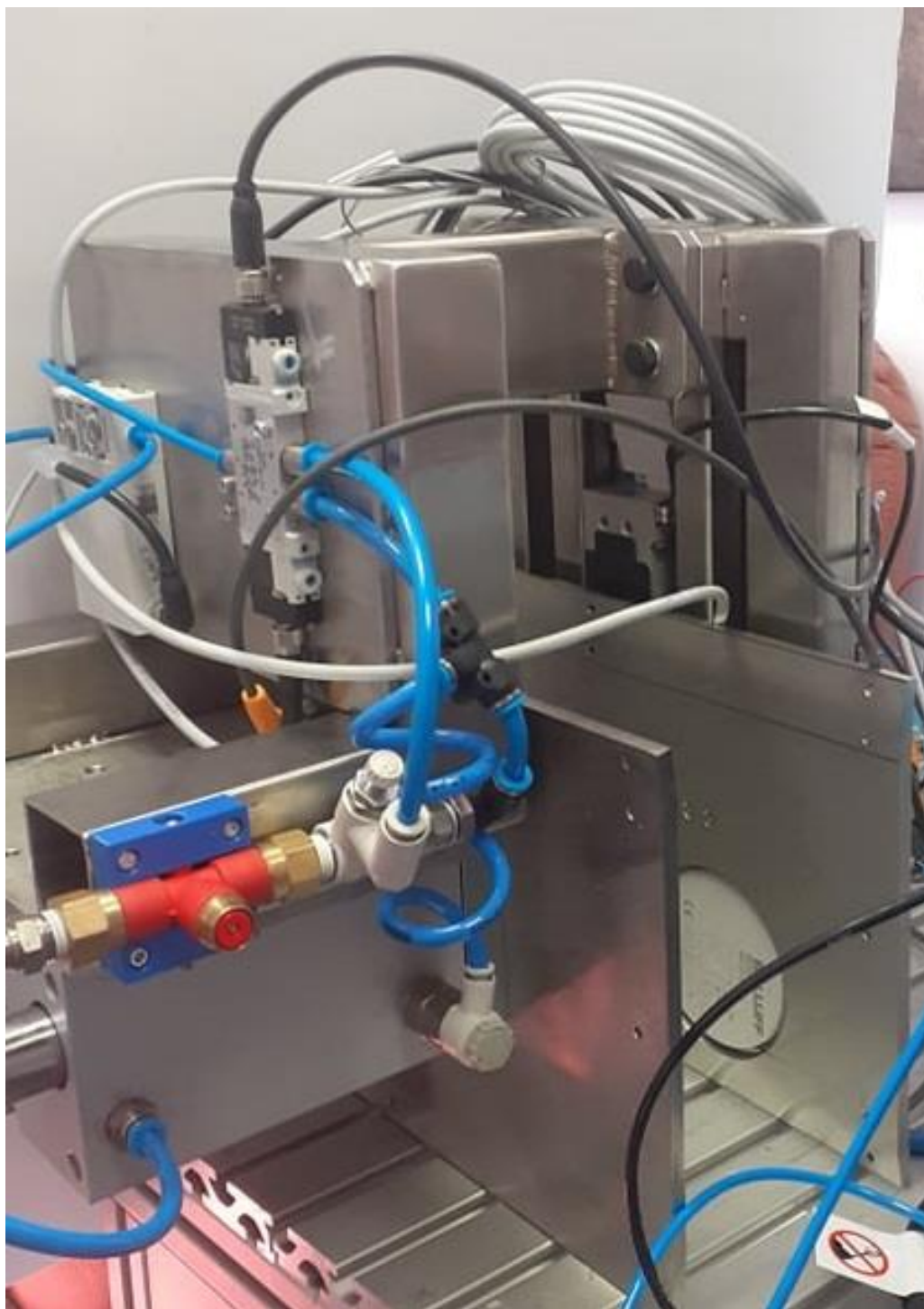
Cílem této diplomové práce bylo navrhnout vstupní část výrobní linky tepelných výměníků, skládající se z několika pásových dopravníků, chladicí buňky a polohovacího zařízení. Výstupní část linky je tvořena pneumatickým manipulátorem zavěšeným na sloupovém jeřábu se servopohonovým navíjením.

Konstrukce pásových dopravníků spolu s chladicí buňkou je zobrazena na obrázku 7.1.



Obrázek 7.1 Pásové dopravníky s chladicí buňkou u zákazníka

Konstrukce manipulátoru je zobrazena na obr. 7.2, kdy manipulátor ještě není zavěšen na sloupovém jeřábu a stále probíhají úpravy, převážně ohledně řízení a regulace. Z důvodu zpoždění dodávky sloupových jeřábů a tenzometrické rukojeti vyvstal čas pro budoucí úpravy. Jednou z hlavních plánovaných úprav je krytování částí s ventily a řídicí jednotkou.



Obrázek 7.2 Testování řízení manipulátoru

V době psaní této diplomové práce bylo sklopné zařízení teprve ve fázi výroby, proto zde není uvedeno, nicméně jeho konstrukční návrh byl zapracován do konstrukčního návrhu celé linky.

Při psaní této práce byla vstupní část linky, dopravníky spolu s chladicí buňkou, již předána zákazníkovi, odzkoušena, odladěna a mechanicky funguje. Manipulátor je teprve ve fázi testování a kupovaný sloupový jeřáb ještě čeká na dodání od dodavatele.

Přínos této práce spočívá v modelové ukázce řešení při návrhu obdobných zařízení, nebo zařízení obsahující podobné standardizované komponenty. Jak už tomu u konstrukčních prací bývá, stávají se zdrojem inspirace pro další konstruktéry, hledající řešení svého specifického problému.

8. ZÁVĚR

V první části je uvedení do problematiky dopravy a manipulace materiálu spolu s popisem jednotlivých dopravních a zdvihacích zařízení. Dále pak rozčlenění jednotlivých strojů, stručný popis a princip jejich fungování. V neposlední řadě se tato část věnuje základním výpočtům a návrhům pohonu dopravníku.

Hlavní část této diplomové práce se zabývá samotným návrhem jednotlivých částí linky. Jako první krok bylo nutné si nastínit základní layout a rozvržení jednotlivých operací a určit možnosti manipulace s danými tepelnými výměníky. Dalším krokem bylo získání požadavků od zákazníka k potřebnému návrhu pásových dopravníků především jejich pohonu a typu pásu, vzhledem k požadované tepelné odolnosti. Minoritní část práce se zabývá chladicí buňkou, tvořenou krytováním z polykarbonátu a několika ventilátorů s odsáváním.

Následoval návrh sklápěcího zařízení, prve bylo nutné zvážit sled operací (sklopení výměníku a následného otočení o 90°). Hlavní část toho návrhu spočívala ve výběru vhodného pneumatického válce a umístění otočného bodu, včetně dimenzování ložisek a hřídele.

Na výstupu linky je umístěn sloupový jeřáb vybavený navrhovaným pneumatickým manipulátorem. Hlavní akční člen manipulátoru byl zvolen pneumatický válec s vedením. V dalším kroku byl zvolen tenzometr a proporcionální redukční ventil splňující požadované funkce kladené na zařízení. Hlavním pevnostním výpočtem byla kontrola rámu pomocí MKP analýzy, Finálním krokem návrhu pak bylo navržení bezpečnostních prvků, které by předcházely úrazu obsluhy

Finální částí této diplomové práce bylo vypracování výrobní výkresové dokumentace.

Seznam použité literatury

- [1] STEHLÍK, Jaroslav. *Dopravníky*. Liberec: Technická univerzita, 2004. ISBN 80-7083-888-4.
- [2] CVEKL, Zdeněk a Jaroslav ZAVADIL. *Zdvíhací stroje a dopravníky*. Díl 2., Dopravníky. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1964. Učební texty vysokých škol.
- [3] CVEKL, Zdeněk. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Praha: ČVUT, 1984.
- [4] Anon., [b.r.]. *Pásové dopravníky - LOGSYS* [online] [vid. 2021-11-13]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/pasove-dopravniky>.
- [5] GAJDŮŠEK, Jaroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení: určeno pro posl. fak. strojní*. 1. vyd. Brno: VUT, 1988. 277 s. Učební texty vysokých škol / Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojní.
- [6] Anon., [b.r.]. *verva-tech.cz* [online] [vid. 2021-11-13]. Dostupné z: <http://www.verva-tech.cz/c-pasove-dopravniky-s-bubnovymi-pohony>.
- [7] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení*. Sv. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská-Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [8] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [9] LÍBAL, Vladimír. *Manipulace s materiálem*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. Řada ekonomické literatury.
- [10] GAJDŮŠEK, Jaroslav. *Systémy a prostředky manipulace s materiálem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1982
- [11] Anon., [b.r.]. *Svěrací kleště* [online] [vid. 2022-03-14]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/sveraci-kleste>.
- [12] [HTTPS://WWW.CREATIVESHOP.SK](https://www.creativeshop.sk), CREATIVE shop-, [b.r.]. *Zvedací elektromagnet DIMET EMG F - SELOS - Experti na magnety* [online] [vid. 2022-03-14]. Dostupné z: <https://www.magnety.cz/srotove-elektromagnety/srotovy-elektromagnet-dimet-emg-f/>.
- [13] Anon., [b.r.]. *Vakuová manipulační technika* [online] [vid. 2022-03-14]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/vakuova-manipulacni-technika>.

- [14] Anon., [b.r.]. Pneumatic Clamp Grippers - Andron Handling & Lifting Solutions. *Andron Handling* [online]. [vid. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.andronhandling.com/lifting-handling-solutions/grippers/pneumatic-clamp/>
- [15] Anon., [b.r.]. *Ergonomic Lifting / Intelligent Lifting Devices - G-Force / Easy Arm* [online] [vid. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.gorbel.com/products/ergonomic-lifting>
- [16] Anon., [b.r.]. *Guided actuator DFM-63-80-P-A-GF / Festo USA* [online] [vid. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.festo.com/us/en/a/170880/>
- [17] Anon., [b.r.]. *Buy Proportional pressure control valve VEAB online / Festo USA* [online] [vid. 2022-03-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/us/en/p/proportional-pressure-control-valve-id_VEAB/?q=VEAB~:festoSortOrderScored
- [18] Anon., [b.r.]. Single Point Load Cell, 300g/1kg/3kg/10kg/60kg/100kg/200kg to 500kg. *ATO.com* [online] [vid. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.ato.com/single-point-load-cell-300g-to-500kg>

Seznam příloh

A. Katalogy normalizovaných dílů

A1. Technická specifikace pásu

A2. Technická specifikace válce DSNU-40-250

A3. Technická specifikace ložiska SKF SY 25 TF

A4. Technická specifikace válce DFM-63-80

A5. Technická specifikace ventilu VEAB

A6. Technická specifikace tenzometru Tedeia 1022

B. Výkresy sestavení

210_820_00_0000 Dopravník XR15-XR18

210_806_00_8000 Vstupní stanice sklopka_V03

210_806_00_8300 Sklopení výměníku

210_806_00_8350 Pneu sklopení

210_708_00_1000 Manipulátor